



# Rovnotlaké a impulsní přeplňování stacionárního motoru TEDOM.

## Diplomová práce

*Studijní program:* N2301 – Strojní inženýrství  
*Studijní obor:* 2302T010 – Konstrukce strojů a zařízení  
*Autor práce:* **Bc. Daniel Slabý**  
*Vedoucí práce:* prof. Ing. Celestýn Scholz, Ph.D.





TECHNICAL UNIVERSITY OF LIBEREC  
Faculty of Mechanical Engineering ■

# Constant and impulse-pressure exhaust gas-supercharging of stationary engine TEDOM.

Master thesis

*Study programme:* N2301 – Mechanical Engineering  
*Study branch:* 2302T010 – Machine and Equipment Systems  
*Author:* **Bc. Daniel Slabý**  
*Supervisor:* prof. Ing. Celestýn Scholz, Ph.D.



Tento list nahradte  
originálem zadání.

## Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé diplomové práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elektronickou verzí, vloženou do IS STAG.

Datum:

Podpis:

# **Rovnotlaké a impulsní přeplňování stacionárního motoru TEDOM**

## **Anotace**

Tato diplomová práce se zabývá srovnáním rovnotlakého a impulsního typu přeplňování u stacionárního motoru TEDOM TG 210. V úvodu této práce jsou obecně popsány oba druhy přeplňování a jejich porovnání. Druhá část práce se zabývá simulacemi provozu zadaného motoru při různých parametrech a optimalizací jeho přeplňování pomocí výpočetního programu GT-Power.

Klíčová slova:

optimalizace přeplňování, impulsní přeplňování, rovnotlaké přeplňování, turbodmychadlo, účinnost motoru, účinnost turbodmychadla

## **Constant and impulse-pressure exhaust gas-supercharging of stationary engine TEDOM.**

### **Annotation**

This diploma thesis deals with comparison between constant and impulse-pressure exhaust gas-supercharging. There are shortly described both of supercharging methods and their comparison. The second part of the work deals with simulation of operation of the engine with different parameters and optimisation its charging using GT-Power software.

Key words:

supercharging optimisation, impulse-pressure exhaust gas-supercharging, constant-pressure exhaust gas-supercharging, supercharger, engine efficiency, supercharger efficiency

Desetinné třídění: (př. 621.43.01 - Teorie spalovacích motorů)

Zpracovatel: TU v Liberci, Fakulta strojní, Katedra vozidel a motorů

Dokončeno : 2016

Archivní označení zprávy:

## Poděkování

Na tomto místě bych rád poděkoval vedoucímu práce, prof. Ing. Celestýnu Scholzovi, Ph.D. za vstřícný přístup, odborné vedení, rady a věcné připomínky při tvorbě této diplomové práce.

## Seznam symbolů a jednotek

$c_p$	měrná tepelná kapacita izobarická	[kJ/kg*K]
$D$	průměr	[mm]
$h$	výška	[mm]
$H_u$	výhřevnost paliva	[MJ/kg]
$L_t$	teoretické množství vzduchu	[kg/kg]
$m$	hmotnostní množství	[kg/s]
$n$	otáčky	[1/min]
$p$	tlak	[kPa, bar]
$P$	výkon	[kW]
$Q$	energie, teplo	[J]
$Q'_{ex}$	energie neúplné expanze motoru pod tlakem $p_v$	[J]
$r$	měrná plynová konstanta	[kJ/kg*K]
$S$	plocha	[mm <sup>2</sup> ; cm <sup>2</sup> ]
$T$	termodynamická teplota	[K]
$V$	objem	[cm <sup>3</sup> ; dm <sup>3</sup> ; m <sup>3</sup> ]
$x$	rychlostní poměr	[-]
$\eta$	účinnost	[-]
$\kappa$	Poissonova konstanta	[-]
$\lambda$	součinitel přebytku vzduchu	[-]
$\mu$	průtokový součinitel	[-]
$\pi$	poměr tlaků, Ludolfovo číslo	[-]
$\rho$	hustota	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\tau$	počet taktů motoru	[-]
$\psi$	průtokový součinitel	[-]

## Seznam indexů

$c$	celkový
$d$	dopravní
$e$	efektivní
$ekv$	ekvivalentní

ex	ztraceno neúplnou expanzí
H	válec
i	indikovaný
imp	celkový impulsní
kin	kinetický
kl	klapka
L	vnikající do spalovacího prostoru během stříhu ventilů
m	mechanický
M	motor
p	palivo
P	vykonaný pístem při výfukovém zdvihu
pl	plnicí
pot	potenciální
r	rekuperovaný
red	redukovaný
rov	celkový rovnotlaký
s	směs
TD	turbodmychadlo
v	za výfukovým potrubím
va	válec
z	čerstvá náplň
ztr	ztrátový
0	atmosférický
2T	oběžné kolo turbíny



## Obsah

1	Úvod .....	10
2	Přepřňování pístového spalovacího motoru.....	10
2.1	Přepřňování turbodmychadlem .....	12
2.1.1	Energie obsažená ve výfukových plynech .....	13
2.1.2	Impulsní a rovnotlaké přepřňování .....	14
2.1.2.1	Impulsní přepřňování .....	14
2.1.2.2	Rovnotlaké přepřňování.....	19
2.1.2.3	Porovnání impulsního a rovnotlakého přepřňování.....	20
3	Stacionární motor TEDOM .....	23
3.1	Ostatní výrobci stacionárních motorů .....	26
4	Optimalizace přepřňování .....	29
4.1	Simulační program GT-Suite .....	29
4.2	Charakteristiky turbodmychadel .....	31
4.3	Sestavení modelu.....	34
4.4	Optimalizační simulace.....	44
4.5	Výsledky simulací a diskuse výsledků .....	48
4.5.1	K27 17.23 s K36 4064 MNA .....	48
4.5.2	K27 17.23 s K36 4067 MNA .....	49
4.5.3	K27 17.23 s K36 4064 MNAR .....	50
4.5.4	Shrnutí výsledků .....	54
5	ZÁVĚR .....	54
	Seznam použité literatury .....	56
	Seznam příloh .....	57

# 1 Úvod

V dnešní době rozvinuté rozvodné sítě elektrického proudu se stále dají najít místa, kam tato síť nezasahuje. Nejen pro tyto místa byla vyvinuta zařízení, kterým říkáme kogenerační jednotky. Jedná se o spalovací motor, ke kterému je mechanicky připojen generátor elektrického proudu, z něhož získáváme potřebnou energii. Dále je možné z kogenerační jednotky odebírat i tepelnou energii pro ohřev vody nejen pro vytápění v podobě odpadního tepla z chlazení motoru.

Tyto motory zpravidla spalují plynná paliva, nejčastěji zemní plyn. Jelikož s časem cena paliv roste a emisní limity oxidu uhličitého se zpřísňují, je snaha maximálně zvyšovat účinnost motorů a tím snižovat spotřebu aby mohly kogenerační jednotky ustát tlak legislativy a konkurence trhu.

Jelikož na celkovou účinnost pístového spalovacího motoru mají vliv jednotlivé dílčí účinnosti, je proto možností zvýšení celkové účinnosti je celá řada, počínaje snížením mechanických ztrát na tření v ložiscích nebo na stěnách válců až po zlepšení hoření ve válci. V mém případě bude řešena účinnost turbodmychadla a tím účinnost plnění válců.

Cílem práce je optimalizace přeplňování spalovacího motoru kogenerační jednotky firmy TEDOM se zohledněním možnosti impulsního nebo rovnotlakého přeplňování, tím i optimalizace výfukového potrubí z hlediska jeho vnitřního objemu. Optimalizace bude provedena prostřednictvím simulačního programu. Případné pozitivní výsledky optimalizace mohou být katedrou vozidel a motorů TUL a firmou TEDOM využity při budoucích projektech.

## 2 Přeplňování pístového spalovacího motoru

Jedná se o jednu z možností, jak zvyšovat výkon a točivý moment motoru. Všeobecně platí, že výkon produkovaný motorem závisí středním efektivním tlaku,

$$P_e = \frac{V_M \cdot p_e \cdot n}{30 \cdot \tau} \quad (1)$$

$$p_e = \frac{H_U}{\lambda \cdot L_t} \cdot \rho_s \cdot \eta_c \quad (2)$$

případně na množství paliva, které je spáleno ve válcích.

$$P_e = Q_p \cdot \eta_c = m_p \cdot H_u \cdot \eta_c \quad (3)$$

Množství paliva dodávaného do motoru lze ovlivnit tím, že pokud přidáme více vzduchu do motoru, je potřeba dodat i větší množství paliva při zachování stechiometrického poměru směsi. Dodáváme do motoru více tepla a dostáváme z motoru vyšší točivý moment a výkon u objemově srovnatelných motorů, respektive podobných parametrů z menšího zdvihového objemu. Spalování je dokonalejší a tím vzrůstá účinnost motoru. Výkon a točivý moment vzrostou při menší spotřebě paliva a nižších hodnot emisí.

Co se týče středního efektivního tlaku, lze upozorovat z rovnice (2), že můžeme při zachování paliva a konstrukce motoru ovlivnit účinnost a hustotu směsi. Celková účinnost, která ovlivňuje výkon v rovnicích (1) i (3), se skládá z jednotlivých dílčích účinností

$$\eta_c = \eta_d \cdot \eta_i \cdot \eta_m \quad (4)$$

z nichž je pro přeplňování zajímavá dopravní účinnost, která je definovaná vztahem

$$\eta_d = \frac{m_z}{V_H \cdot \rho_{pl}} \quad (5)$$

tedy jako poměr hmotnosti čerstvé náplně válce motoru a hmotnosti, která by byla ve válci při plnění během sacího zdvihu.

Dále přeplňování pomáhá řešit nevýhodu nepřepřplňovaných spalovacích motorů a to je nevyhovující průběh točivého momentu v nižších otáčkách. Proto umístujeme nejvyšší účinek přeplňování do rozmezí nízkých otáček a tím tuto nevýhodu alespoň částečně odstraňujeme. Tím však vyvstávají problémy pro konstruktéry, kteří musí

dostatečně dimenzovat části motoru pro tyto vyšší tlaky ve spalovacím prostoru, např. klikový hřídel, ložiska či samotný píst. Hranicí těchto tlaků ve válci při stlačení směsi je kompresní poměr, při kterém může docházet k samozápalům. Tyto jevy jsou nežádoucí a mají vliv na životnost motoru, proto musí být konečný kompresní poměr vždy o něco menší, aby se jim předešlo.

Základní rozdělení přeplňování:

1. mechanické – z efektivního výkonu si odebírá pro vlastní funkci
2. turbodmychadlo - využívá energii výfukových plynů
3. kombinované (mechanické a turbodmychadla)
4. jiné druhy (COMPRESX, elektrické dmychadlo)

Pro většinu aplikací se v praxi využívá převážně turbodmychadel, což je případem motoru k optimalizaci v této diplomové práci.

## **2.1 Přeplňování turbodmychadlem**

U motorů přeplňovaných turbodmychadlem tvoří motor, turbína a dmychadlo v podstatě jeden celek. Turbína a dmychadlo jsou spojeny mechanicky a samostatně tvoří s motorem průtočný kanál. Pro vzájemnou spolupráci všech zmíněných členů musí platit několik podmínek, kterými jsou:

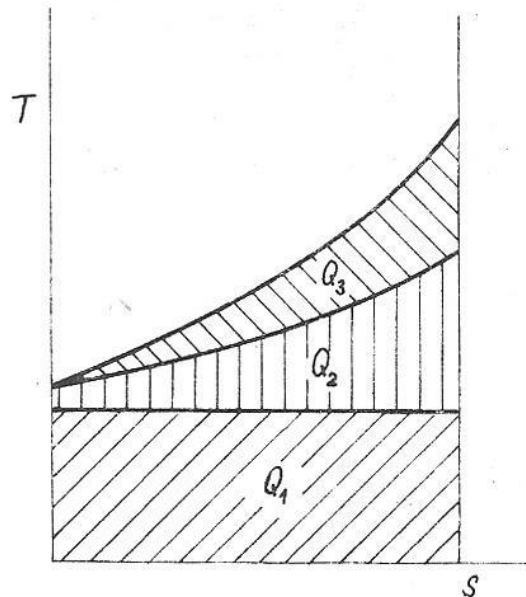
1. Dmychadlo musí vyvinout takové tlakové stlačení, aby bylo možno dosáhnout požadovaného středního efektivního tlaku nebo požadovaného průběhu rychlostní nebo zatěžovací charakteristiky.
2. Příkon dmychadla turbodmychadla musí být pokryt výkonem turbíny.

### 2.1.1 Energie obsažená ve výfukových plynech

S výfukovými plyny odchází z motoru i značné množství tepelné energie.

V porovnání s energií přivedenou se jedná o 30 až 40%.

Z hlediska absolutní hodnoty energie, kterou motor odvádí výfukovými plyny, je možné tuto energii rozdělit na tři části (obr. 1).



Obr. 1 [2]

1. Ztráta energie způsobená přívodem náplně válce o určité teplotě, ta tvoří zhruba jednu polovinu absolutní hodnoty energie výfukových plynů.
2. Ztráta tím, že výfukové plyny nelze ochladit na teplotu nasávaného vzduchu, ta tvoří zhruba čtvrtinu absolutní hodnoty energie výfukových plynů.
3. Ztráta neúplnou expanzí vzniká proto, že expanze ve válci nemůže být vedena až na tlak okolí. Jedná se opět zhruba o čtvrtinu absolutní energie výfukových plynů a je to jediná část energie, která je využitelná pro pohon turbíny turbodmychadla. Značná část této energie se přemění na tepelnou energii škracením ve výfukovém ventilu, další část energie se ztratí třením plynu a odvodem do okolí, pouze zbytek jde na pohon turbíny.

## 2.1.2 Impulsní a rovnotlaké přeplňování

Přeplňování lze rozdělit z hlediska toho, jestli přivádíme energii výfukových plynů k turbíně ve formě tlakových a tepelných vln nebo konstantním nebo ustáleným tlakem a teplotou na přeplňování impulsní, případně pulsni a přeplňování rovnotlaké.

### 2.1.2.1 Impulsní přeplňování

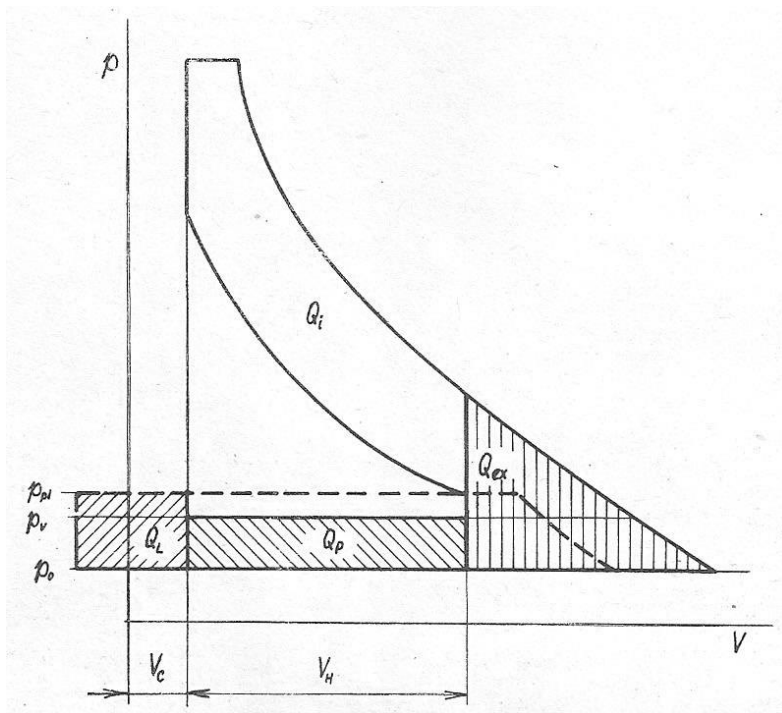
Cílem impulsního přeplňování je snaha o maximální zachování a dopravení energie výfukových plynů k turbíně turbodmychadla ve formě impulsů. Tento způsob přeplňování se realizuje tím, že výfukové potrubí mezi výfukovým ventilem a turbínou turbodmychadla se konstruuje s nejmenší možnou délkou a nejmenším přípustným průřezem, přičemž může mít turbína vstupy dělené na jednotlivé sekce od jednotlivých válců či skupin válců tak, aby se tlakové vlny od jednotlivých válců interferenčně nerušily. Do jedné sekce může být zapojen jeden, dva nebo tři válce, které mají vzdálenost zážehů větší nebo rovnu  $240^\circ$  otočení klikového hřídele u čtyřdobého motoru.

Energii, kterou má turbína turbodmychadla k dispozici z výfukových plynů je možné vidět v teoretickém p-V diagramu na obr. 2.

$p_{pl}$  ... plnicí tlak před sacím ventilem

$p_v$  ... tlak plynů za výfukovým ventilem

$p_0$  ... atmosférický tlak



Obr. 2 [2]

$$Q_{imp} = Q_{ex} + Q_P + Q_L \quad (6)$$

$Q_{ex}$  ... energie, která je ztracena neúplnou expanzí

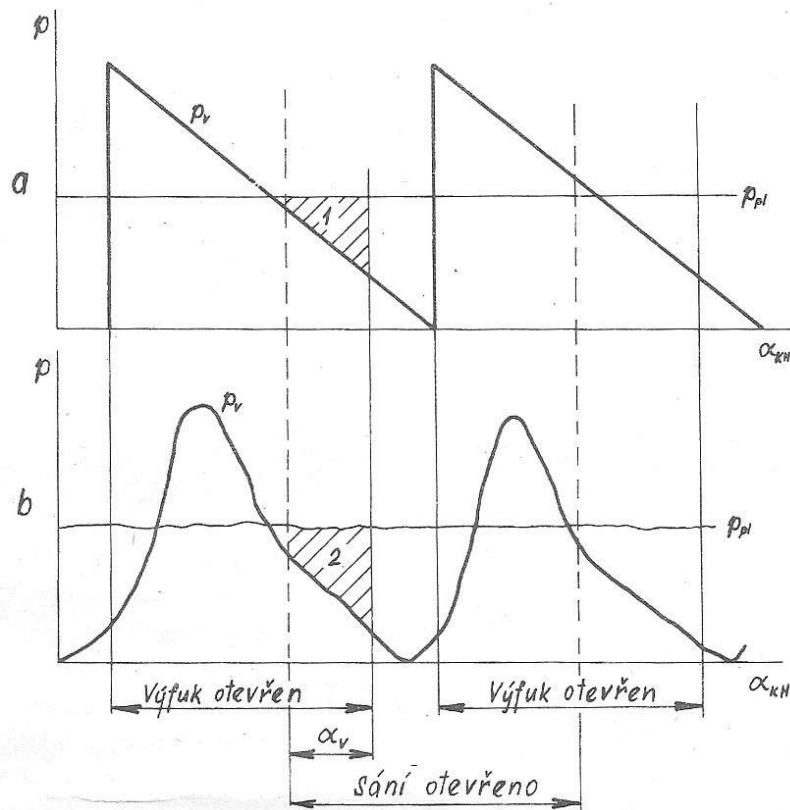
$Q_P$  ... energie vykonaná pístem při výfukovém zdvihu

$Q_L$  ... energie vzduchu o tlaku  $p_{pi}$ , který do spalovacího prostoru vniká během stříhu sacích a výfukových ventilů.

Celkové množství energie  $Q_{imp}$  se k turbíně turbodmychadla přivádí velice obtížně, v praxi je nemožné ho v celé své míře dovést k turbíně, jelikož je po cestě snižováno o celou řadu ztrát, kterými jsou:

- 1) Ztráty vznikající průtokem výfukových plynů přes výfukový ventil a vzduchu protékajícího přes sací a výfukový ventil.
- 2) Ztráty vzniklé opakujícím se naplňováním výfukového potrubí mezi výfukovým ventilem a turbínou turbodmychadla o určitém objemu.
- 3) Ztráty odvodem části tepla výfukových plynů do okolí

- 4) Smícháním výfukových plynů a vyplachovacího vzduchu o velkém teplotním rozdílu.



Obr. 3 [2]

Vznik tlakových vln, tvořících se ve výfukovém potrubí je možné interpretovat pomocí obr. 3, kde je znázorněn teoretický průběh tlakových vln (obr. 3a) a skutečný průběh tlakových vln (obr. 3b) v závislosti na úhlu pootočení klikového hřídele. Za předpokladu, že:

- 1) výfukový ventil otevře v jednom okamžiku,
- 2) nejdříve dojde k vyrovnání tlaku ve válci a ve výfukovém potrubí a až poté započne odtékání plynů z potrubí,
- 3) celý proces bude probíhat beze ztrát,

poté nastane náhlé vyrovnání tlaku a ve výfukovém potrubí dojde k okamžitému vystoupení tlaku  $p_v$  na maximální možnou hodnotu (obr. 3a) a ve válci tlak na tutéž hodnotu poklesne. Po vyrovnání tlaku nastává rovnoměrné vyprazdňování systému přes turbínu turbodmychadla s lineární závislostí. Za předpokladu, že objem



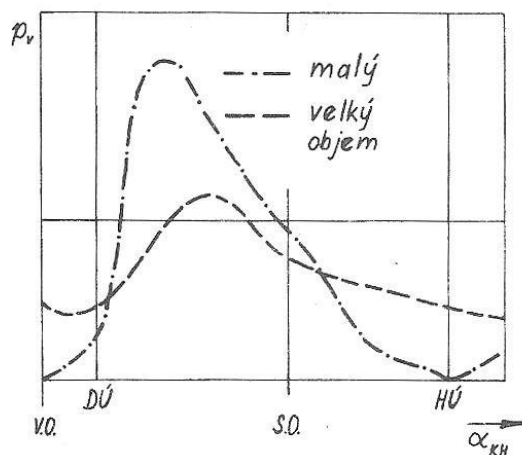
výfukového potrubí mezi výfukovým ventilem a turbínou turbodmychadla je malý, je tlak po vyrovnání vysoký a využitelnost energie výfukových plynů velká. Protože se výfukové potrubí o malém objemu vyprazdňuje rychle, klesne tlak výfukových plynů pod hodnotu plnicího tlaku  $p_{pl}$  a v čase stříhu ventilů  $\alpha_v$  dochází k intenzivnímu výplachu spalovacích prostorů.

Při skutečném průběhu tlaků je nárůst tlaku více pozvolný a nedosahuje se takových maximálních hodnot, což je způsobeno

- 1) pozvolným otevíráním výfukového ventilu,
- 2) vznikem tepelných a tlakových ztrát při výtoku výfukových plynů do výfukového potrubí,
- 3) při vstupu výfukových plynů do výfukového potrubí současně výfukové plyny vychází z turbíny turbodmychadla.

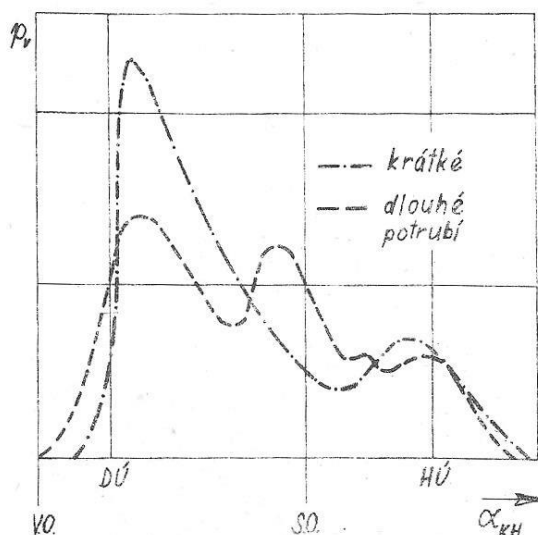
Parametry, které ovlivňují průběh tlakových a tepelných vln ve výfukovém potrubí jsou konstrukční parametry výfukového potrubí mezi výfukovým ventilem a turbínou turbodmychadla a časování a zdvih výfukových ventilů. Co se týče parametrů výfukového potrubí, ovlivňuje existenci tlakových impulsů nejen objem výfukového potrubí, ale i jeho samotná délka a průřez.

O vlivu a významu objemu výfukového potrubí na vznik a průběh vlny bylo již konstatováno, že když dojde k otevření výfukového ventilu, dojde u výfukového potrubí s menším objemem k rychlejšímu naplnění výfukového potrubí a vyrovnání rozdílu tlaku mezi potrubím a válcem motoru. Maximální hodnota tlaku je pak vyšší než u velkého objemu výfukového potrubí (viz obr. 4) a je k turbíně turbodmychadla dopravena větší část energie  $Q_{ex}$ . Doporučuje se, aby poměr objemu výfukového potrubí a objemu válců motoru byl menší než 1.



Obr. 4 [2]

Ohledně délky potrubí je možné konstatovat, že průběh tlakových vln ve výfukovém potrubí je ovlivněn odraženou tlakovou vlnou, která vzniká vlivem rozdílného průtočného průřezu turbodmychadla a výfukového potrubí. Podle toho kdy odražená vlna doputuje zpět k výfukovému potrubí a dojde buďto ke zvýšení primární vlny, jak lze vidět na obr. 5 a tím i zlepšení proplachu spalovacího prostoru nebo naopak k jejímu snížení a tím i zhoršení proplachu.



Obr. 5 [2]

Velikost odražené vlny je ovlivněna poměrem průtočných ploch rozváděcího potrubí turbíny a výfukového potrubí a bude tím větší, čím větší bude průtočný průřez rozváděcího ústrojí turbíny vůči průtočnému průřezu potrubí [2].

Dalším ovlivňujícím faktorem tlakových vln je průřez výfukového potrubí, s tím souvisí ztráty, které budou narůstat s výtokovou rychlostí spalin. Z toho plyne, že s rostoucím průtočným průřezem výfukového ventilu se bude snižovat tlakový spád mezi výfukovým potrubím a válcem motoru. Pokud bereme v potaz to, že tlak ve výfukovém potrubí stoupá tak, že se přivádí více plynů, než je schopno průtočným průřezem odtékat, dojde ke zvýšení maximální hodnoty tlakové vlny a snížení ztrát s rostoucím poměrem průtočného průřezu výfukového ventilu a výfukového potrubí. Bohužel však po zahájení otevírání výfukového ventilu, kdy je největší tlakový spád, je nejmenší jeho průtočný průřez a s tím i poměr průtočných průřezů a ztráty.

### 2.1.2.2 Rovnotlaké přeplňování

U ideálního rovnotlakého přeplňování dochází k ustálení tlaku ve výfukovém potrubí na hodnotě  $p_v$ , který je roven tlaku před vstupem turbíny turbodmychadla, přičemž má turbína k dispozici množství energie

$$Q_{rov} = Q_L + Q_P + Q'_{ex} + Q_r, \quad (7)$$

kde je  $Q_L$  ... energie proplachovacího vzduchu ustálená na tlaku  $p_v$ ,

$Q_P$  ... energie vykonaná pístem při výfukovém zdvihu,

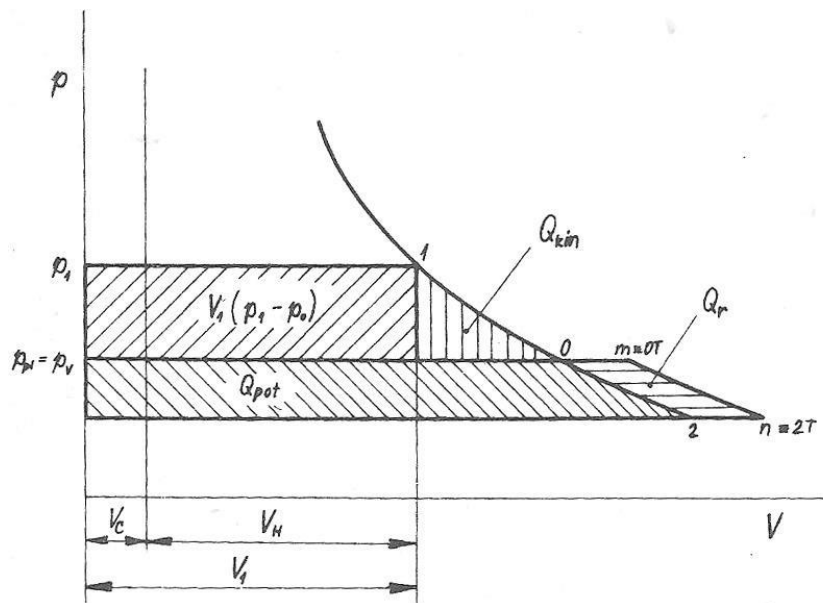
$Q'_{ex}$  ... část energie neúplné expanze motoru pod hodnotou tlaku  $p_v$ ,

$Q_r$  ... rekuperovaná energie.

Celkové množství energie z neúplné expanze  $Q_{ex}$  je u rovnotlakého způsobu přeplňování v  $p$ - $V$  diagramu (obr. 6) rozděleno na dvě části. Část nacházející se pod hodnotou tlaku  $p_v$ , kterou označujeme  $Q'_{ex}$  a na část nad tímto tlakem, kterou nazýváme kinetickou částí energie  $Q_{kin}$ .



- 3) tlak před sacím ventilem motoru bude roven tlaku za výfukovým ventilem a před turbínou  $p_v$ ,
- 4) ze spalovacího prostoru budou odvedeny všechny spaliny a dojde k jeho naplnění vzduchem, aniž by došlo k proniknutí vzduchu do výfukového potrubí.



Obr. 7 [2]

Dle uvedeného zjednodušení je vytvořen  $p$ - $V$  diagram (obr. 7). V okamžiku otevření výfukového ventilu je v prostoru válce energie  $V_1 (p_1 - p_0)$ , která další expanzí na tlak  $p_0$ , který je roven tlaku  $p_v$ , vytvoří energii  $Q_{kin}$ . Energií mezi tlaky  $p_0$  a  $p_2$  označíme  $Q_{pot}$ , tedy jako energii potenciální. Největší množství energie by měla turbína turbodmychadla k dispozici při ideálním impulsním provozu když

$$Q_{imp} = Q_{pot} + Q_{kin} \quad (8)$$



b. Je požadována rychlejší reakce turbíny a turbodmychadla na změny zatížení. U rovnotlakého přeplňování je reakce na změnu podstatně pomalejší

3) Při přeplňování dvoudobých motorů, u kterých je energie výfukových plynů nižší než u čtyřdobých.

Rovnotlaký způsob přeplňování se využívá zejména u lodních a stacionárních motorů, u kterých je pracovní režim relativně neměnný, pracujících za malých změn otáček a zatížení. V těchto případech je možné naladit turbínu turbodmychadla tak, aby v oblasti provozních otáček dosahovala nejvyšších hodnot izoentropické účinnosti.

U impulsního způsobu přeplňování budou ztráty vznikající v turbíně důsledkem kolísání tlaku a teploty před turbínou závislé na počtu válců a jejich zapojení do jednotlivých sekcí.

### **3 Stacionární motor TEDOM**

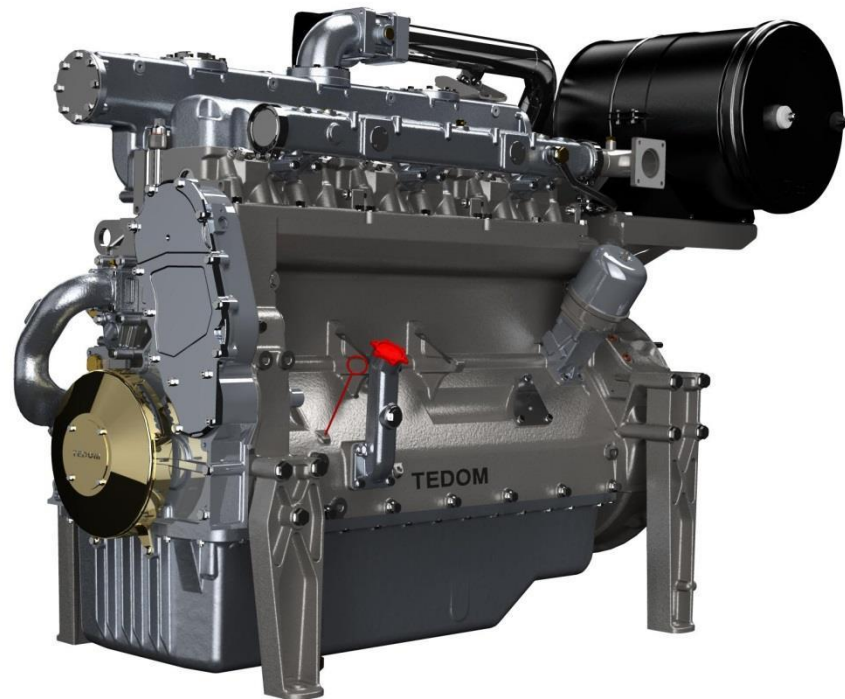
Stacionární motor firmy TEDOM, jež je předmětem diplomové práce, je osazen v kogenerační jednotce pro výrobu elektrické energie a technologického tepla. Motor je pístový, řadový, šestiválcový spalující plynné palivo, v tomto případě zemní plyn. Motor je přeplňovaný turbodmychadlem s mezichladičem stlačeného vzduchu.

Vzhledem ke konstrukci stávajícího výfukového potrubí je přeplňování impulsní. Konstrukčně totiž motor vychází z vozidlového motoru, kde je potřeba rychlé změny pracovního režimu turbíny. Stacionární motor v kogenerační jednotce pracuje ve velice ustálených režimech, hlavně při ustálených otáčkách kvůli dosažení potřebné frekvence generovaného proudu generátorem. V tomto případě se jedná o 1500 RPM pro frekvenci 50 Hz a 1800 RPM pro frekvenci 60 Hz, která však není na našem kontinentu používána a nebude předmětem optimalizace.

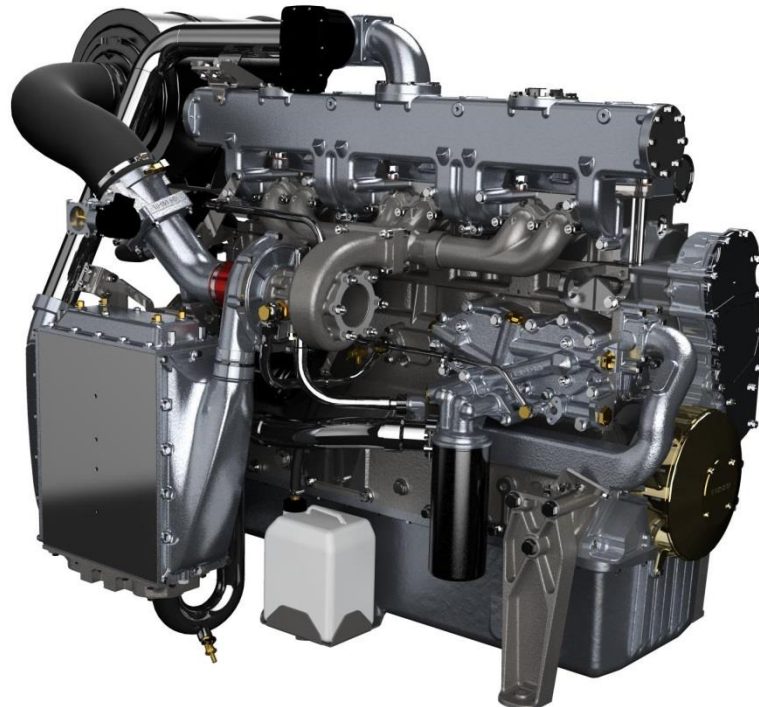
Konstrukce motoru	řadový, stojatý
Počet válců	6
Zdvihový objem motoru [cm <sup>3</sup> ]	11946
Zdvihový objem jednoho válce [cm <sup>3</sup> ]	1991
Jmenovitý výkon [kW]	212,7
Jmenovité otáčky [min <sup>-1</sup> ]	1500
Točivý moment [Nm]	1391
Střední efektivní tlak [bar]	15,18
Kompresní poměr	12:01
Zapalování	Bosch
Zapalovací svíčky	Denso G3-5
Vrtání válců [mm]	130
Zdvih [mm]	150
Přesazení pístního čepu [mm]	0,75
Celková účinnost [%]	39,1
Průtok vzduchu na sání [kg/h]	1136
Spotřeba paliva [kg/h]	40,57
Teplota spalin za turbínou [°C]	542
Přepřívání	turbodmychadlo
Turbína	ČZ K27 17.23
Dmychadlo	ČZ K36 4067 MNA
Mezichladič	Modine, dvoustupňový

Tab. 1 Základní údaje o motoru TEDOM TG 210





Obr. 9 Motor TEDOM TG 210 levý pohled



Obr. 10 Motor TEDOM TG 210 pravý pohled

### 3.1 Ostatní výrobci stacionárních motorů

Výrobci kogeneračních jednotek, potažmo stacionárních motorů obdobných parametrů není mnoho a není jednoduché k těmto motorům získat podrobná data.

V Evropě se jako konkurenční srovnání nabízí pouze stacionární motory německého výrobce, z koncernu Volkswagen, MAN. Parametricky porovnatelné motory tohoto výrobce jsou motory typu E2876 LE302 a E2676 LE202.



Obr. 11 Motor MAN E2676 [4]



Obr. 12 Motor MAN E2876 [4]

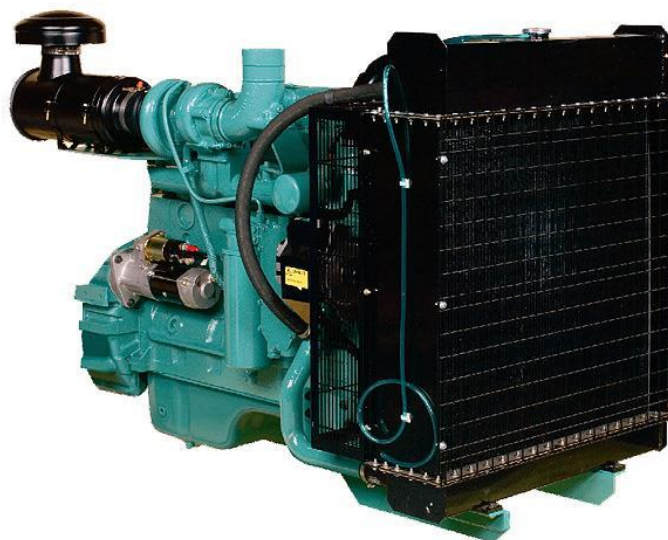
Oba ze zmiňovaných motorů MAN jsou stojaté řadové šestiválcové vodou chlazené plynové čtyřtákní motory o objemu 12,4 litrů s rovnotlakým přeplňováním turbodmychadlem, používané i pro kogenerační jednotky. Typ turbíny a dmychadla není možné nikde zjistit, ani u dovozce motorů do ČR. I přes politiku nesdělování technických údajů o motorech se mi podařilo některá data získat.

	MAN E2676 LE202	MAN E2876 LE302	TEDOM TG 210
Palivo	zemní plyn	zemní plyn	zemní plyn
Celkový objem motoru [dm <sup>3</sup> ]	12,4	12,4	11,95
Počet válců	6	6	6
Stabilní otáčky [min <sup>-1</sup> ]	1500	1500	1500
Maximální točivý moment [Nm]	1400	1400	1391
Koncepce motoru	řadový	řadový	řadový
Kompresní poměr	12,6:1	11:1	12:1
Střední efektivní tlak na pístu [bar]	14,2	13,1	15,18
Střední pístová rychlost [m/s]	8,3	8,3	7,5
Druh přeplňování	rovnotlaké	rovnotlaké	impulsní
provozní parametry			
Výkon [kW]	220	210	212,7
Celková účinnost motoru [%]	43,4	39	39,1
Průtok vzduchu na sání [kg/h]	1157	1061	1136
Spotřeba paliva [kg/h]	39	39	40,57
Teplota spalin za turbínou [°C]	470	510	542

Tab. 2 Vybrané údaje motorů MAN E2676 a E2876 a motoru TEDOM TG 210

Jako další konkurenční alternativa motoru TEDOM TG 210 se nabízí motor na zemní plyn typu 6CTAA83-G3 zámořského výrobce Cummins, jedná se však pouze o podobnou výkonovou kategorii. Motor Cummins dosahuje při 1500 RPM výkonu 203 kW, konstrukčně je to však motor s mnohem menším objemem válců. I u tohoto motoru se nikde nedá dohledat typ turbíny a dmychadla, objem výfukového potrubí a druh přeplňování. Z pohledu na výfukové potrubí motoru je však možno usoudit že je

nejspíše přeplňován impulsně, jelikož turbodmychadlo je umístěno uprostřed řady válců a k turbíně jsou přivedeny jednotlivé větve po třech válcích.



Obr. 13 Motor Cummins 6CTAA83-G3 [5]

Cummins 6CTAA8.3-G3	
Palivo	zemní plyn
Celkový objem motoru [dm <sup>3</sup> ]	8,3
Počet válců	6
Stabilní otáčky [min <sup>-1</sup> ]	1500
Koncepce motoru	řadový
Zdvih [mm]	135
Výkon [kW] / zatížení [%]	203/100
	137/75
	91/50
	46/25

Tab. 3 Vybrané parametry motoru Cummins 6CTAA83-G3

Co se týče ostatních výrobců stabilních motorů, není možné od nich získat o výrobcích jakékoliv informace nebo se nezabývají výrobou stacionárních motorů obdobných parametrů spalujících zemní plyn.

## 4 Optimalizace přepřování

Jak již bylo zmíněno v jedné z předchozích kapitol, je možné přepřovat tak, že energie výfukových plynů se dostane k turbíně ve formě tlakových vln s majoritní složkou kinetické energie nebo ve formě relativně ustáleného tlaku s převažující složkou energie tlakové, případně stav nacházející se mezi těmito dvěma.

Optimalizace bude probíhat ve formě softwarové simulace v simulačním programu GT-Power, který je podprogramem sady GT-Suite a to tak, že modelu vytvořeného motoru budou při různých zatíženích různé sady turbín a dmychadel a po nalezení ideální kombinace k nim budou přiřazována výfuková potrubí o různých konstrukčních parametrech (objem, průřez, délka) a následně bude vyhodnocována pracovní oblast účinnosti dmychadla a účinnosti motoru jako celku.

Optimalizačních metod je bezesporu nespočet, nejméně náročná metoda je pomocí výpočetního programu. Pro tuto aplikaci by zvolen GT-Power, jelikož je využíván jak katedrou vozidel a motorů tak i firmou TEDOM a případné výsledky mohou být bez problému použity. Jako další program se nabízí Wave od Ricardo software, který pracuje na podobném principu. Ten však je k dispozici jen ze strany univerzity. Na druhé straně výčtu možných optimalizačních metod je experimentální metoda, ta je však v tomto případě velice časově a finančně náročná, jelikož by bylo nutné nakoupit velké množství turbín a dmychadel a vyrobit pro ně příslušná výfuková a sací potrubí.

Motor TEDOM TG 210 je nyní osazen dvouvstupovou turbínou ČZ K27 17.23 a výfukovým potrubím malého objemu ( $4909,64 \text{ cm}^3$ ) a průřezu ( $26,42 \text{ cm}^2 - 147,78 \text{ cm}^2$ ), což je velice dobrá kombinace pro impulsní přepřování.

### 4.1 Simulační program GT-Suite

GT-Suite je komerční výpočtový software od firmy Gamma technologies. Tato firma spolupracuje na vývoji s CD adapco Group v těsné návaznosti na potřeby výrobních a vývojových firem. Gamma technologies je přední vývojovou firmou CAE softwarů pro vývoj automobilů, motorů a hnacích ústrojí. GT-Suite je program, který umožňuje

simulaci virtuálního motoru, vozidla nebo hnacího ústrojí. GT-Power je jeden z podprogramů skupiny GT-Suite, která mimo jiné obsahuje podprogramy GT-Cool, GT-Fuel, GT-Drive, GT-Vtrain a GT-Crank.

GT-Suite je nejrozšířenější simulační nástroj používaný výrobci motorů a automobilů. Jeho hlavní výhody jsou:

- 1) Široká oblast použitelnosti a schopnost integrace s ostatními podprogramy GT-Suite a tím i možnost získat celkový pohled na virtuální motor.
- 2) GT-Power je možno použít pro simulaci všech typů motorů. Dále také řeší jednodimenzionální dynamický průtok plynu v sacím a výfukovém potrubí.
- 3) Je možné jeho rozšíření při integraci se programy Fluent, Simulink a MS/Excel. To je často zapotřebí při řešení pulzačního proudění se zpětným směrem proudění v potrubí motoru. Při tomto propojení je možno řešit také proudění ve všech třech dimenzích.
- 4) GT-Power je navržený pro použití při ustáleném stavu, stejně jako pro dynamickou simulaci.

Průběh práce v prostředí GT-Poweru je rozdělen na tři základní části, kterými jsou: preprocessing, processing a postprocessing.

První částí celého procesu simulace je tzv. preprocessing neboli předzpracování. V této části se sestavuje model motoru, kde se vytváří takzvaná mapa. Tato mapa je tvořena předem předdefinovanými komponenty, které jsou uloženy v knihovnách. Tyto komponenty se dále musí nastavit podle požadovaných parametrů. Také je zde možné nastavit hodnoty, které chceme vypočítat a ve výsledcích zobrazit. Poté se jednotlivé bloky komponentů musí správně propojit podle určitých pravidel. Po správném nastavení a propojení bloků můžeme přejít k nastavení spuštění výpočtu. Zde lze nastavit pravidla, která závisí na způsobu zpřesňování výsledku. Buď podle času, nebo podle počtu cyklů. Nastavuje se například maximální chyba iterace, počet iterací, doba trvání.

V druhé části, tzv. processingu neboli zpracování, se po celkovém nastavení může spustit výpočet. Jako první proběhne kontrola správnosti nastavení jako celku a propojení všech použitých bloků. Je-li kontrola úspěšná, dojde ke spuštění výpočtu. Nedojde-li během následujících kroků výpočtu k nestabilitě výpočtového modelu a výsledky konvergují k ustálenému stavu, výpočet se zastaví až po dokončení požadovaného počtu kroků nebo po dosažení požadované přesnosti konvergence. Je-li chyba ve struktuře modelu, ke spuštění výpočtu vůbec nedojde a nahlásí se chyba bloku a chybějící nebo chybná hodnota. Při nestabilitě výpočtu se výpočet zastaví.

V poslední části celého simulačního procesu, kterou je tzv. postprocessing neboli pozpracování, lze prohlížet veškerá data a výsledky simulace, což lze provést pomocí dalšího podprogramu sady GT-Suite, kterým je GT-Post. V tomto podprogramu můžeme vykreslovat grafy výsledků, které jsme zadaly počítat. Dále zde můžeme sledovat hodnoty v jednotlivých prvcích motoru. Například si můžeme nechat vypsát tlaky, průtoky vzduchu, výkony jednotlivých válců a mnoho dalších hodnot.

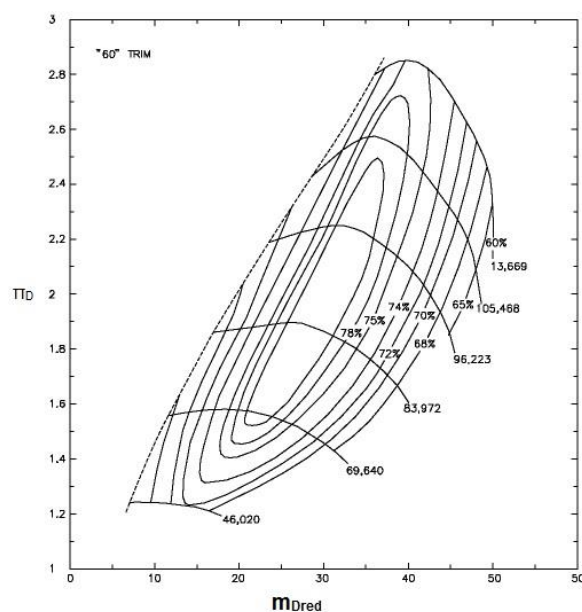
Na takto vytvořeném virtuálním modelu lze posoudit kvality motoru. K nastavení parametrů některých bloků jsou však zapotřebí hodnoty zjištěné experimentálně na stejném, případně podobném motoru nebo jejich odhad. Například se jedná o hodnoty charakterizující zákon hoření, kde se nastavuje úhel pootočení klikového hřídele od horní úvratí při vyhoření 50% směsi a úhel pootočení klikového hřídele, kdy vyhoří 10% – 90% směsi. Tyto hodnoty závisí na mnoha různých parametrech, a proto se velice složitě vypočítávají a také odhadují. Dále je potřeba mít k dispozici potřebná data pro nastavení jednotlivých komponentů. Pokud tato data k dispozici nemáme, pak se musí opět odhadovat a bez zkušeností je tento odhad velice nepřesný. Proto u konečného výsledku může dojít díky těmto nepřesnostem ke zkreslení od reálné situace.

## ***4.2 Charakteristiky turbodmychadel***

Turbodmychadlo je zařízení, které využívá energii výfukových plynů, kterou se snaží transformovat do tlakové energie nasávaného vzduchu a je složeno ze dvou základních komponentů, jak již z názvu vyplývá, turbíny a dmychadla. Oba tyto

komponenty jsou patřičně charakterizovány, aby bylo možné posuzovat jejich parametry a případnou vhodnost pro instalaci na motoru.

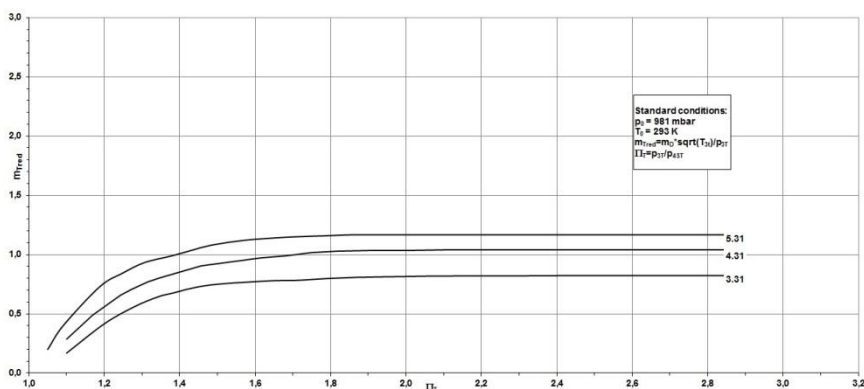
Dmychadlo je charakterizováno tzv. kompresorovou mapou a jedná se o závislost poměrného stlačení, ke kterému dochází v dmychadle, redukováným množstvím vzduchu procházejícím dmychadlem a účinnosti dmychadla při různých otáčkách oběžného kola. V charakteristice bývá vyznačena i tzv. mez pumpování což je hranice, za kterou dochází k obrácení směru proudu vzduchu. Vzhledem k tomu, že se jedná o trojrozměrnou závislost, je účinnost zobrazena ve formě vrstevnic, dále na svislé ose bývá vyznačeno poměrné stlačení a na vodorovné redukované průtočné množství, jak lze vidět na obr. 14.



Obr. 14 Kompresorová mapa [6]

Turbína je charakterizována tzv. hlnostní charakteristikou, což je závislost redukováného průtočného množství plynů na tlakového poměru tlaku výfukových plynů na vstupu a na výstupu turbíny, které turbínou procházejí.





Obr. 15 Hltnostní charakteristika turbín

Pro vytvoření patřičných modelů motoru bylo nutné získat charakteristiky reálných turbín a dmychadel od různých výrobců. Tento krok se však zdál mnohem jednodušší než ve skutečnost byl. Při získávání informací a charakteristik jsem u řady výrobců narazil na odpor, neochotu komunikovat nebo jsem získal nepoužitelná data.

Jako první jsem oslovil renomované světové výrobce, kde jsem ani od jednoho neuspěl s požadavkem o kompresorové mapy a hltnostní charakteristiky jednotlivých turbín a dmychadel. K dispozici byly převážně pouze kompresorové mapy již sestavených turbodmychadel. Naděje svítila u firmy Honeywell, výrobce turbodmychadel Garrett, kde jsem odkázán na katalog, ve kterém byly i hltnostní charakteristiky turbín, bohužel vše bylo pouze v grafické podobě a takovém rozlišení, že odečet hodnot byl prakticky nemožný.

Výrobci BorgWarner a Mitsubishi mou snahu o jakoukoliv komunikaci a získání dat neopětovali a u výrobce Holset jsem se v souladu s firemní politikou shledal s neochotou poskytnout údaje o turbodmychadlech někomu jinému než výrobcí či vývojáři motorů nebo vozidel.

Úspěch na poli získání parametrů jsem slavil u tuzemského výrobce ČZ Turbo, patřícího pod ČZ a.s., kde nebyl žádný problém v komunikaci s firmou a jejími pracovníky. Navíc jsem některá data získal přímo od firmy TEDOM, ta však všechna neodpovídala nejnovější nabídce ČZ a.s.

Získané hltnostní charakteristiky byly k turbínám řady C12, C13, C14, K27 a K36, přičemž použitelná pro motor takovýchto parametrů jsou pouze řady K27 a K36.

Kompresorové charakteristiky byly rovněž pro řady C12, C13, C14, K27 a K36 a opět reálně použitelná jsou dmyhadla řad K27 a K36. Konkrétně se jedná o typy u řady K27:

K27	2960 U
	2963 U
	2966 U
	2970 U
	2972 U
	3057 G
	3060 G
	3064 G
	3070 G
	2266 G

Tab. 4 Použitelná dmyhadla pro simulaci řady K27

a u řady K36 se jedná o následující dmyhadla:

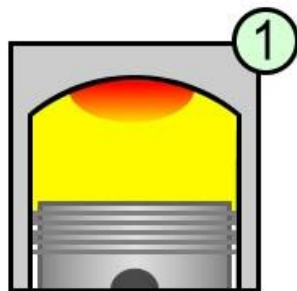
K36	3566
	3760
	3763
	3766
	3770
	3772
	4057 MNA
	4060 MNA
	4064 MNA
	4064 MNAR
	4067 MNA
	4070 MNA

Tab. 5 Použitelná dmyhadla pro simulaci řady K36

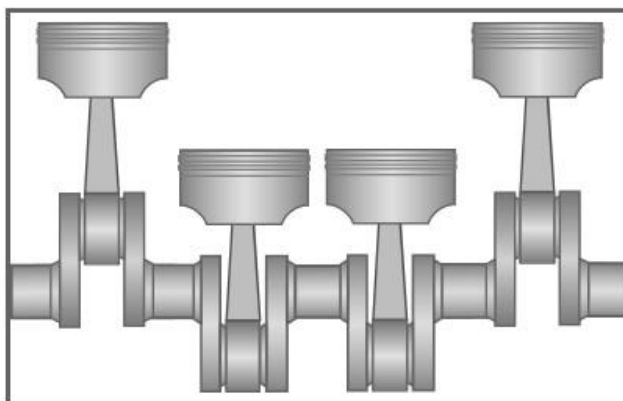
### **4.3 Sestavení modelu**

Model motoru pro simulaci je nejprve nutné sestavit, přičemž se skládá z několika základních bloků a jejich parametrizace. Jako první krok se jeví umístění základního mechanismu motoru, tedy bloků jednotlivých válců motoru (obr. 16) a klikového

mechanismu (obr. 17). V bloku válcové jednotky (obr. 16) se nastavují hodnoty geometrie válce, náplň válce, přestupy tepla, zákon hoření, teploty stěn apod.



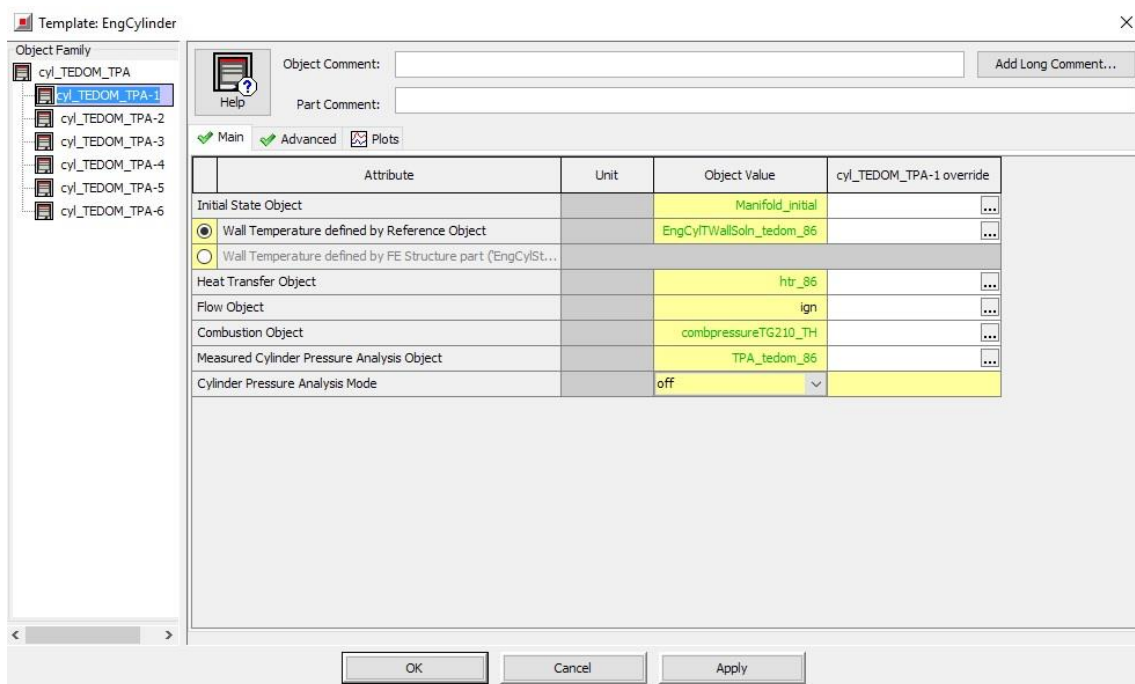
Obr. 16 Schematické zobrazení válce



Obr. 17 Schematické zobrazení klikového mechanismu

V předchozích verzích GT-Poweru bylo u některých bloků důležité dbát při propojování portů (vstupů a výstupů) na správné číslování. U válcové jednotky jsou první porty pro připojení ventilů a poslední je obvykle pro připojení klikového mechanismu. Port nula je pro připojení vstřikovače. U nynější verze tento problém odpadá, jelikož jednotlivé porty jsou sice označeny číslem, ale mají i podnázev a při vlastním propojování je k dispozici tabulka s přiřazením číselného a textového označení.

Při nastavování parametrů motoru může nastat problém při nastavování zákona hoření, který je pro každý režim motoru jiný. Zákon hoření se určuje z naměřených hodnot 10%, 50% a 90% vyhořelého paliva, eventuálně jejich odhadů pro vyšší zatížení. Zákonem hoření je zde dán i předstih zážehu.



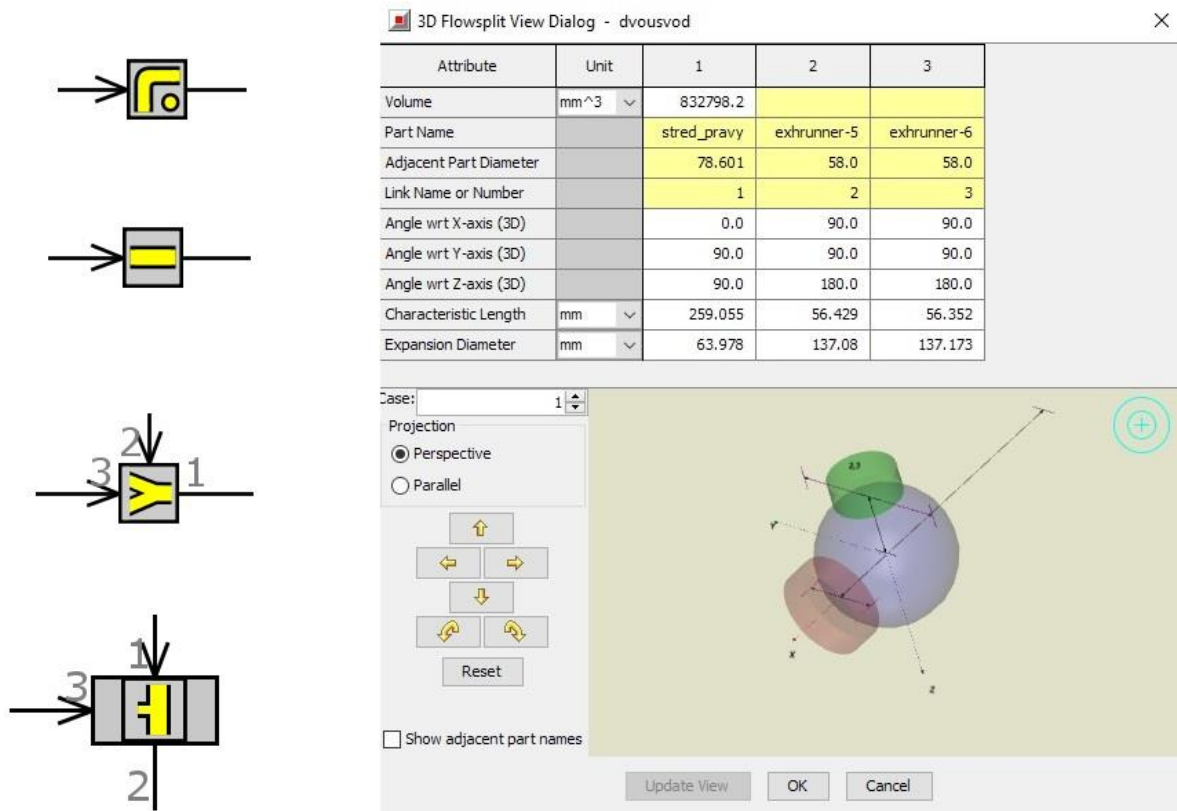
Obr. 18 Nastavení parametrů válce

U klikového mechanismu se nastavují hodnoty typu motoru (dvoudobý, čtyřdobý), počet válců, konfigurace válců, otáčky motoru, pořadí a interval zapalování, zdvih, délka ojnice a přesazení pístního čepu.

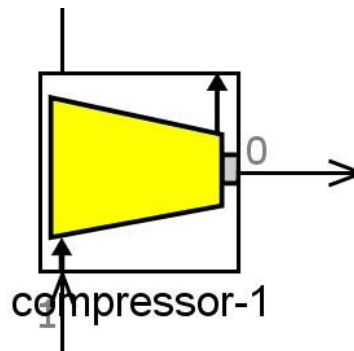
Další částí modelu jsou sací a výfukové potrubí, která se sestavují z částí přímého potrubí, kolen, T-kusů a nastavitelného rozváděcího potrubí.

Části jednotlivých potrubí jsou definovány hlavně teplotou stěn, koeficientem pro přestup tepla, geometrií. Nevýhodou v GT-Poweru je, že je možné definovat průřez potrubí pouze jako kruhový. Správné nastavení geometrie potrubí je důležité pro jednodimenzionální dynamický výpočet průtoku látky potrubím.

Pro nastavení dmyhadla (obr. 20) je zapotřebí zadat mapu kompresoru, do které se zadávají: referenční tlak, referenční teplota, plynová konstanta a data dmyhadla. V mém případě jsem měl k dispozici jak grafickou podobu mapy, tak i částečně číselnou, bylo však nutné z grafů vyčíst jednotlivé účinnosti a přiřadit příslušným bodům. Dmyhadlo je přes porty napojeno na vstupní a výstupní potrubí dmyhadla a na společný hřídel turbodmyhadla.



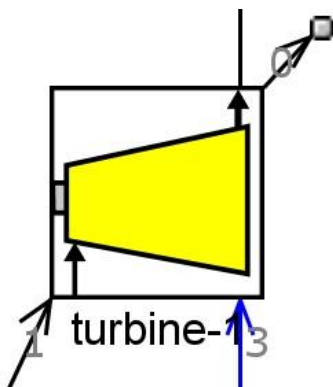
Obr. 19 Jednotlivé části potrubí (od horního: koleno, přímé potrubí, rozváděcí a sváděcí prvek potrubí, T-kus) a trojrozměrné nastavení rozváděcího a sváděcího prvku



Obr. 20 Schematické zobrazení dmyhadla

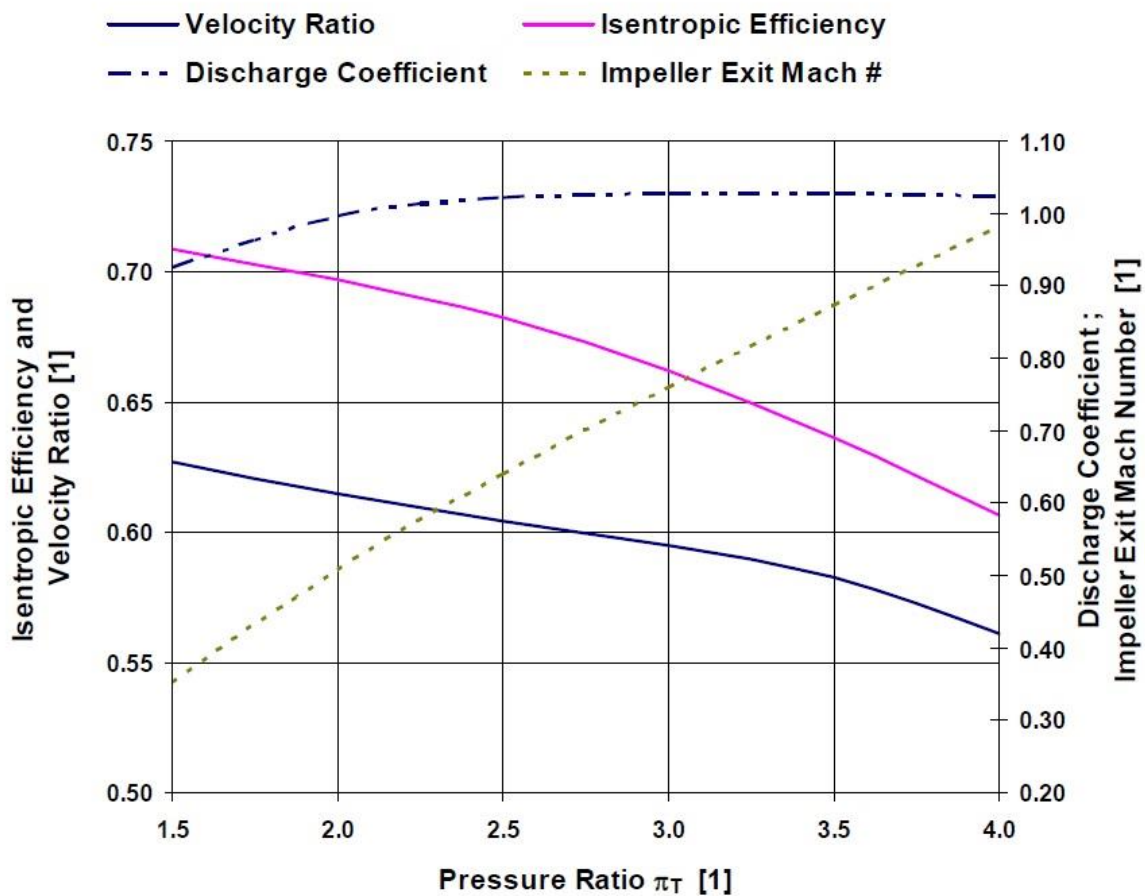
Obdobné nastavení jako pro dmyhadlo je také pro turbínu (obr. 21.). Zde se ovšem zadávají hodnoty redukovaného průtokového množství spalin, redukované otáčky, poměr tlaků a účinnost turbíny. Připojení turbíny je obdobné jako připojení dmyhadla. Data pro poměr tlaků a množství spalin při optimálním provozu byla k dispozici jak v grafické, tak číselné podobě. Hodnoty otáček a účinnosti však nebyly k dispozici vůbec a musely být dodatečně dopočítány. Výpočet byl proveden na

základě měření provedená prof. Mackem z ČVUT Praha v ČZ – Strakonice pro turbínu K36 35.22, která byla převzata z diplomové práce Optimalizace turbodmychadla pro vodíkový šestiválcový motor od M. Fenkla [3]. Výsledky měření jsou uvedeny v grafech na obr. 22, 23 a 24.

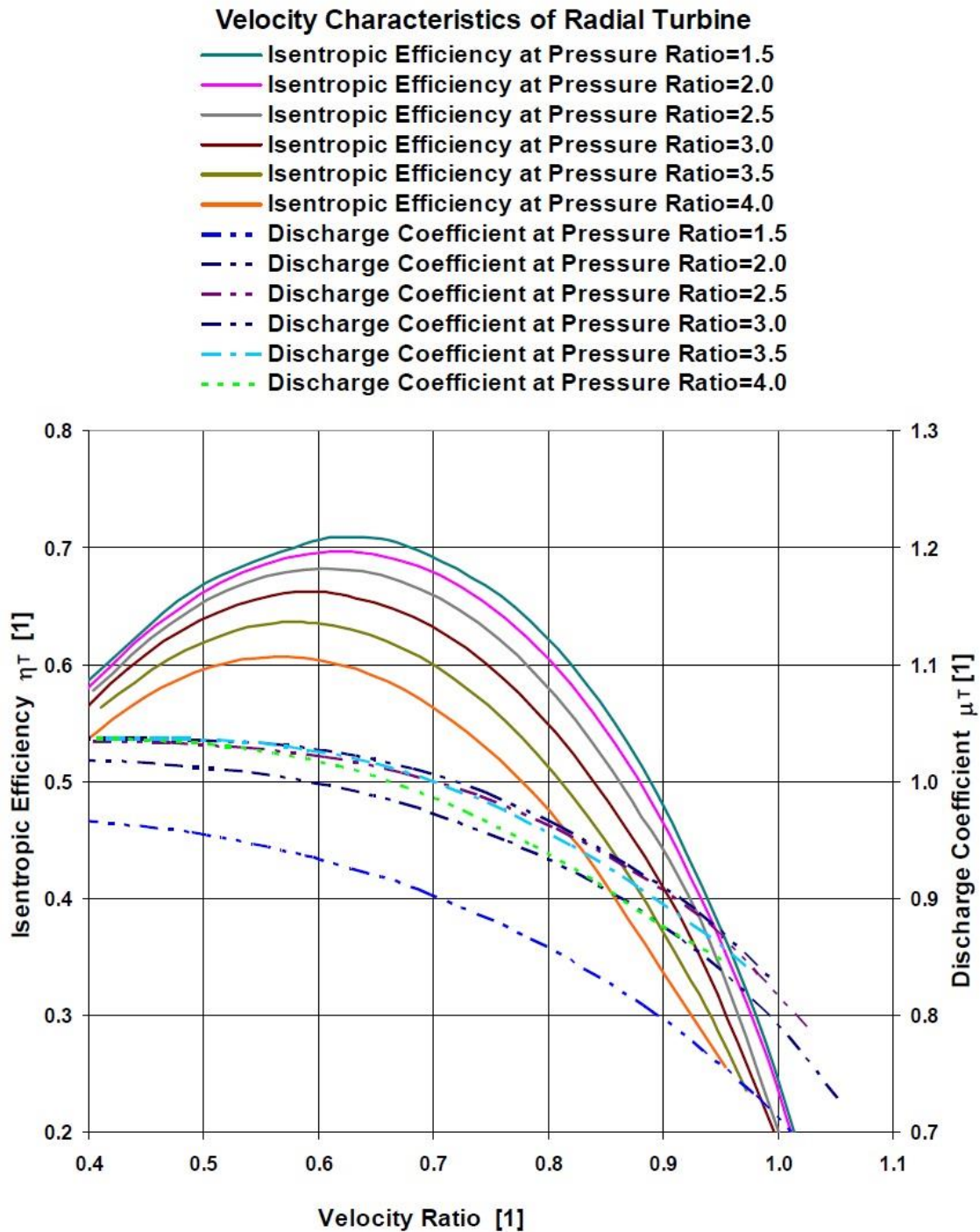


Obr. 21 Schematické zobrazení turbíny

### Radial Turbine at High Pressure Ratio Optimum Velocity Ratio



Obr. 22 [3]



Obr. 23 [3]

Z obr. 22 byla pro zvolený poměr tlaků odečtena hodnota optimálního rychlostního poměru. Z toho byl dále vypočítány otáčky turbíny  $n_{TD}$  v daném bodě, pomocí rovnice (11).

$$x = \frac{\pi \cdot D_{2T} \cdot \eta_{TD}}{\sqrt{2 \cdot c_p \cdot T_v \cdot \left[ 1 - \left( \frac{1}{\pi_T} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]}} \quad (11)$$

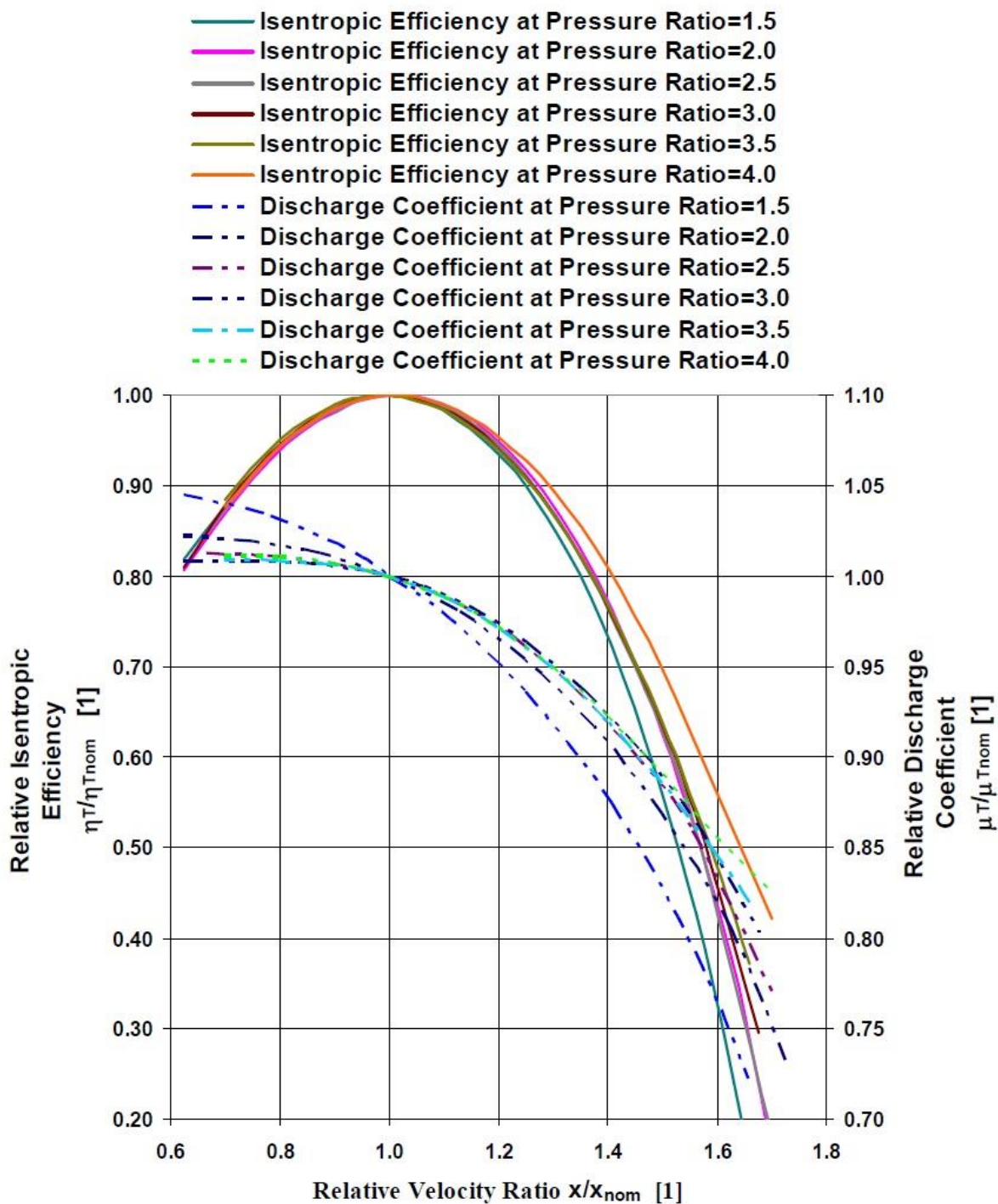
Z grafu na obr. 23 byla pro daný optimální rychlostní poměr  $x_{nom}$  a tlakový poměr odečtena hodnota optimální izoentropické účinnosti turbíny  $\eta_{Tnom}$  a hodnota optimálního průtokového součinitele  $\mu_{Tnom}$ . Následně byly pro konstantní otáčky dmyhadla a proměnný poměr tlaků dopočítány hodnoty rychlostních poměrů  $x$  v ostatních bodech. Z těchto hodnot byl vypočítán poměr  $x/x_{nom}$  a z grafu na obr. 24 odečten poměr  $\eta_T/\eta_{Tnom}$  a  $\mu_T/\mu_{Tnom}$ . Z těchto hodnot byla poté vypočítána izoentropická účinnost a průtokový součinitel při konstantních otáčkách a různém tlakovém poměru. Dále bylo zapotřebí dopočítat průtok spalin turbínou pro konstantní otáčky mimo nominální hodnotu v závislosti na proměnném poměru tlaků podle rovnice (12).

$$m_T = \mu \cdot S_{redT} \cdot \psi_T \cdot \rho_v \cdot \sqrt{T_{va} \cdot r_{spalin}} \cdot \sqrt{2} \quad (12)$$

Z této rovnice se vyjádří nejprve  $S_{redT}$  tak, že se zvolí při  $\pi_T=2$ ,  $\mu=1$ . Tak určíme plochu, ke které se budou vztahovat výše vypočtené průtokové součinitele pro proměnný poměr tlaků.

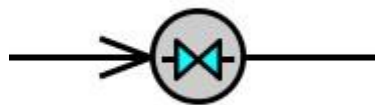


### Relative Velocity Characteristics of Radial Turbine



Dalším komponentem při tvoření modelu motoru je ventil (obr. 25). U ventilu se nastavuje referenční průměr ventilu, vůle ventilu, úhel natočení vačkového hřídele při

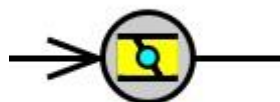
maximálním zdvihu, průběh zdvihu ventilu, referenční plocha při otevření v závislosti na natočení vačkového hřídele a průtokové odpory.



Obr. 25 Schematické zobrazení ventilu

Škrticí klapka (obr. 26) se parametrizuje pomocí úhlu natočení škrticí klapky, průměrem, který se zjistí z rovnice (17) a ztrátou při průtoku škrticí klapkou.

$$D_{kl\_ekviv} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \left( \frac{\pi}{4} \cdot D_{kl}^2 - D_{kl} h_{kl} \right)} \quad (17)$$



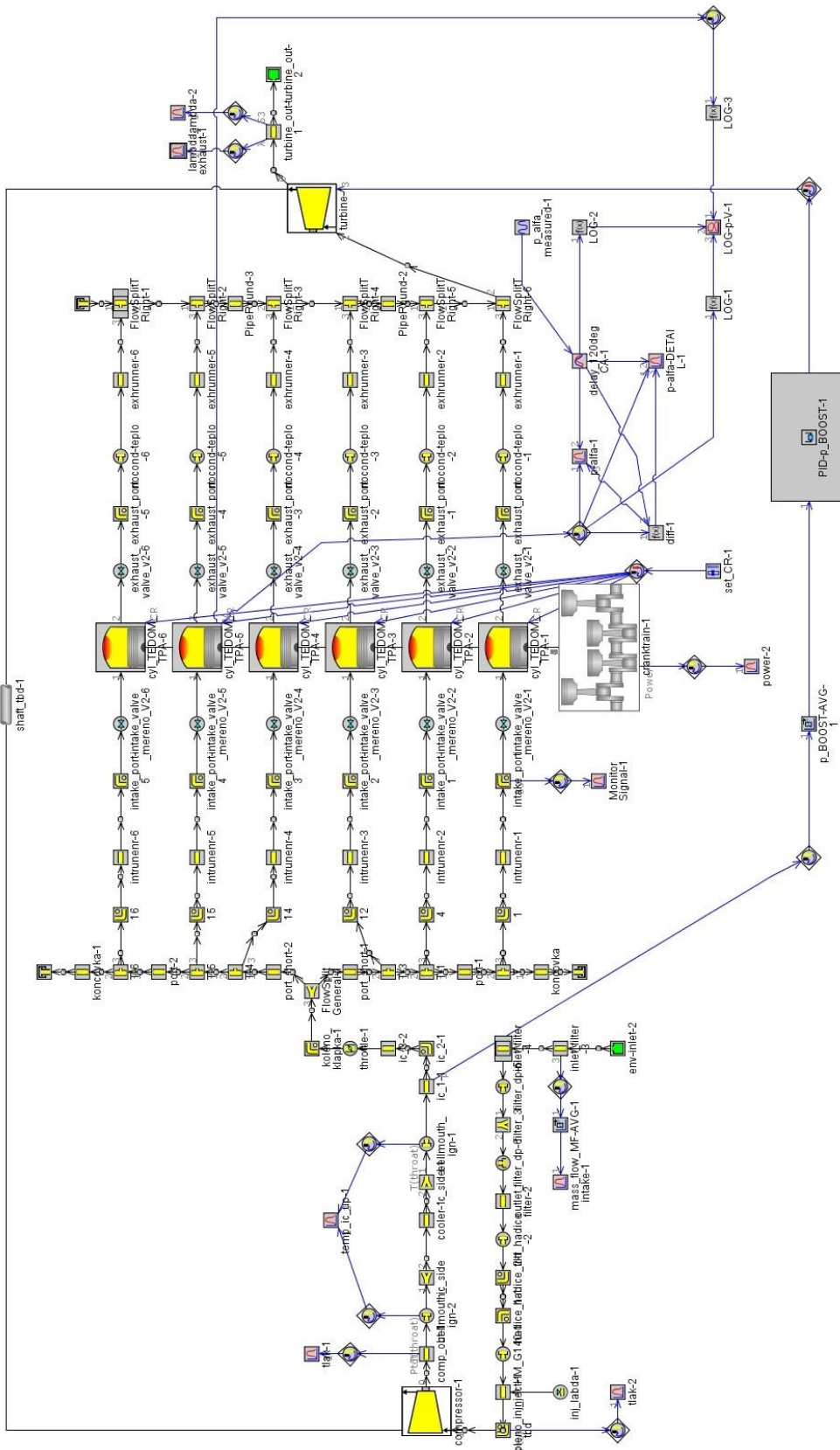
Obr. 26 Schematické zobrazení škrticí klapky

Jedním z posledních komponentů, které je potřeba parametrizovat je hřídel spojující turbínu a dmychadlo (obr. 27), u níž se nastavují otáčky, které se pouze odhadnou a během jednotlivých kroků výpočtu se upřesňují, moment setrvačnosti a tření.



Obr. 27 Schematické zobrazení hřídele turbodmychadla

Po vytvoření patřičného modelu je potřeba nastavení motoru doladit tak, aby nasimulovaná data odpovídala reálnému provozu. Samotné vytvoření a hlavně odladění modelu motoru je velice zdlouhavý proces. Já jsem však tuto operaci měl značně jednodušší, jelikož se mi podařilo získat již vytvořený a odladěný model motoru (obr. 28) pro GT-Power přímo od výrobce motoru, firmy TEDOM.



Obr. 28 Schematické zobrazení motoru TEDOM TG 210

## 4.4 Optimalizační simulace

Vlastní simulace probíhaly tak, že byly vytvářeny různé kombinace turbín a dmychadel, která byly postupně dosazována do modelu motoru a vyhodnocována účinnosti, výkon a spotřeba na původním výfukovém potrubí (tab. 6). Pro další kroky byly použity pouze sady turbíny K27 17.23 s dmychadly K36 4067 MNA, K36 4064 MNAR a K36 4060 MNA, jelikož u ostatních byl pracovní bod v oblasti nízké účinnosti, nízkého výkonu, nebo za hranicí pumpování (obr. 31 a 32).

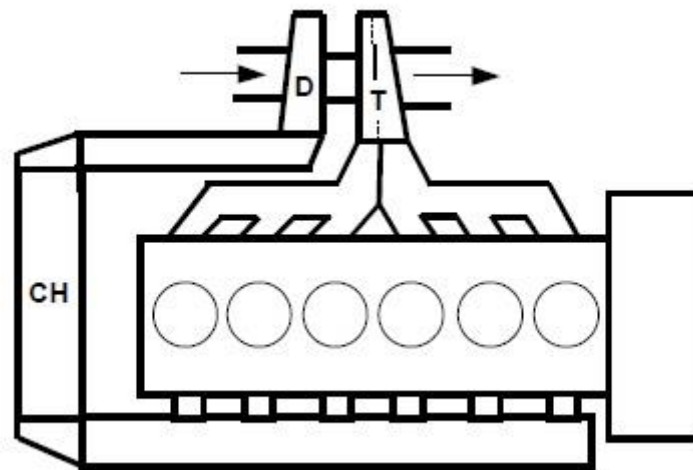
Dalším krokem po výběru nejvhodnějších kombinací bylo postupné přiřazování výfukových potrubí s různými konstrukčními parametry, kterými byl zejména průměr, s tím i průřez a objem a uspořádání jednotlivých větví. Délka potrubí je kvůli zástavbě relativně neměnná a tak tento parametr byl nastaven fixně. Tepelné parametry, kromě teplosměnné plochy zůstaly neměnné. Simulace v druhém kroku byly realizovány při zatížení 100%, 75% a 50% proto, aby bylo možné posoudit data nejen při maximálním otevření škrticí klapky, jelikož tento stav jistě není permanentní při chodu motoru v reálných podmínkách. Po nasimulování těchto stavů došlo k porovnání pracovního pole účinnosti dmychadla a celkové účinnosti motoru.

Při simulování některých konfigurací bylo nutné dvoustupové turbíny překonfigurovat jako jednovstupové a tato úprava může mít vliv na přesnost výsledku.

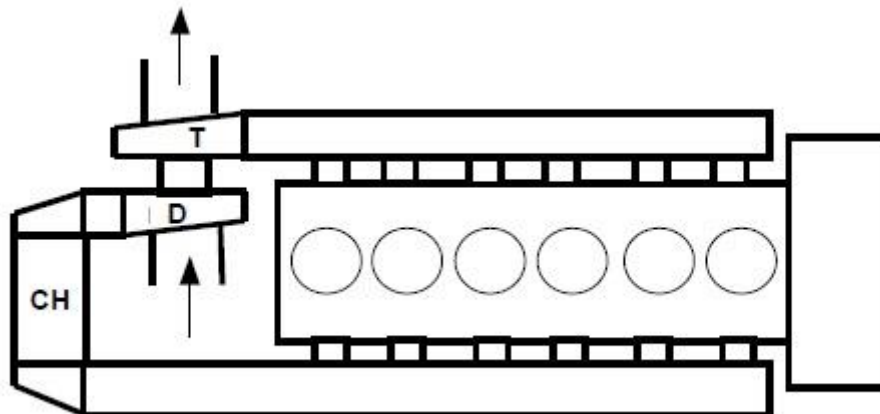
Konfigurace použitých výfukových potrubí byly následující:

- 1) Původní výfukové potrubí - konfigurace 1 (obr. 29) vychází ze současného stavu impulsního přeplňování s turbodmychadlem K27 17.23 s K36 4067 MNA.
  - a) Objem 4909,64 cm<sup>3</sup>
  - b) Turbína umístěna uprostřed řady válců
- 2) Rovnotlaké potrubí – konfigurace 2 (obr. 30) vychází z již optimalizovaného výpočtového schématu (obr. 28).
  - a) Objem 6283 cm<sup>3</sup>

- Průměr 100 mm
- b) Objem 14137 cm<sup>3</sup>
  - Průměr 150 mm
- c) Objem 18158 cm<sup>3</sup>
  - Průměr 170 mm
- d) Objem 25133 cm<sup>3</sup>
  - Průměr 200 mm



Obr. 29 Konfigurace 1



Obr. 30 Konfigurace 2

turbína	dmychadlo	potrubí	zatížení [%]	účinnost motoru [%]	účinnost dmychadla [%]	Výkon [kW]	Spotřeba paliva [kg/h]
K27 17.23	K36 4067MNA	originální	100	39,169	77,138	218,520	40,570
K27 17.23	K36 4070MNA	originální	100	38,960	73,523	216,397	40,403
	K36 4064MNAR			39,148	76,339	218,405	40,568
	K36 4064MNA			39,173	77,755	218,903	40,599

K27 19.21	K36 4064MNAR	originální	100	38,735	76,849	214,452	40,266
	K36 4064MNA			38,819	77,761	215,754	40,379
	K36 4067MNA			38,735	76,850	214,452	40,266
	K36 4070MNA			38,335	73,339	211,242	40,034

K27 14.21	K36 4064MNAR	originální	100	39,011	76,376	216,898	40,443
	K36 4064MNA			39,034	77,757	217,730	40,522
	K36 4067MNA			39,004	77,021	216,763	40,426
	K36 4070MNA			38,617	73,442	213,855	40,231

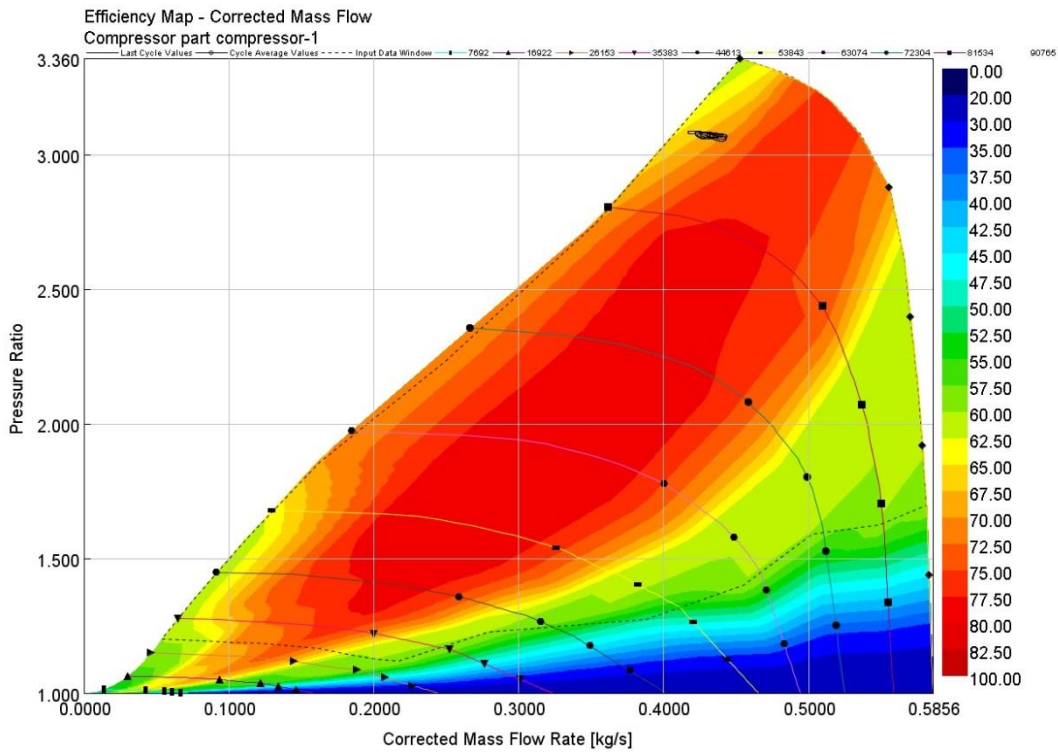
K27 9.15	K36 4067MNA	upravené	100	38,225	68,367	239,261	45,49
jediná jednovstupová turbína, originální výfukové potrubí na konci spojeno							

K27 10.21	K36 4067MNA	originální	100	-	-	-	-
-----------	-------------	------------	-----	---	---	---	---

K27 21.21	K36 4064MNAR	originální	100	38,989	76,363	216,920	40,457
	K36 4064MNA			39,040	77,759	217,708	40,515
	K36 4067MNA			38,996	77,018	216,847	40,446
	K36 4070MNA			38,711	73,429	214,056	40,228

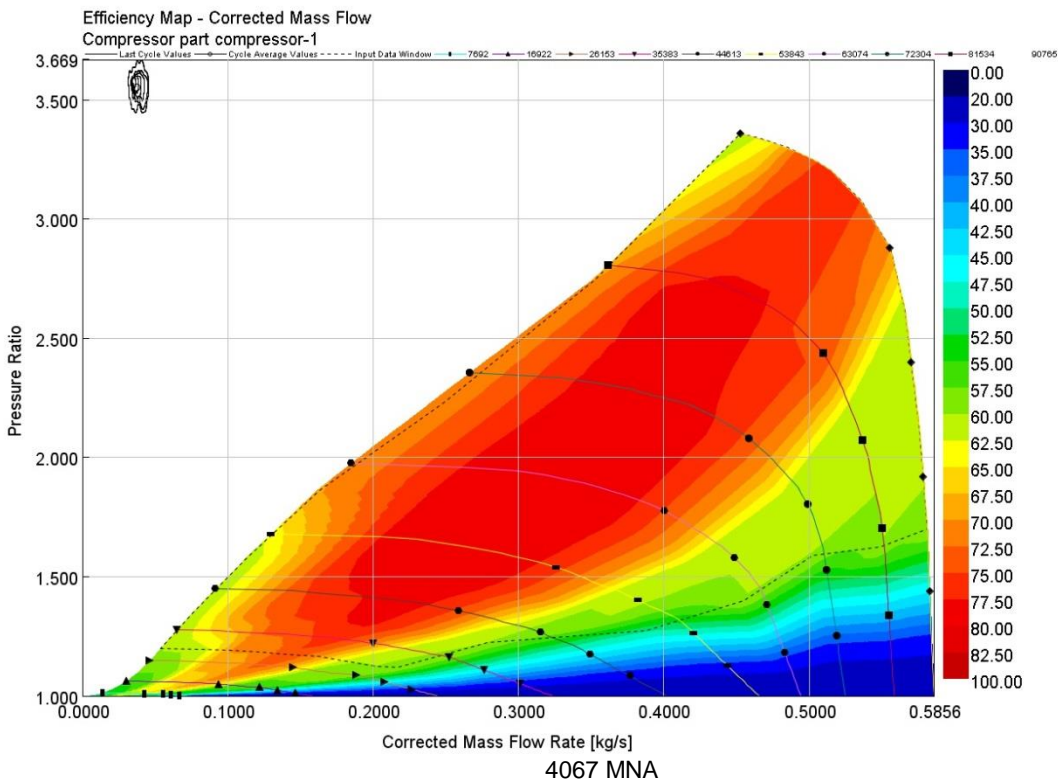
K36 21.22	K36 4064MNAR	originální	100	38,972	76,348	216,996	40,478
	K36 4067MNA			38,970	77,017	216,938	40,472
	K36 4070MNA			38,667	73,436	214,163	40,267

Tab. 6 Výsledky prvotních simulací (žlutě vyznačena originální konfigurace)



Obr. 31 Pracovní oblast účinnosti dmyhadla sady K27 9.15 s K36 4067 MNA

Obr. 32 Pracovní oblast účinnosti dmyhadla sady K27 10.21 s K36



## 4.5 Výsledky simulací a diskuse výsledků

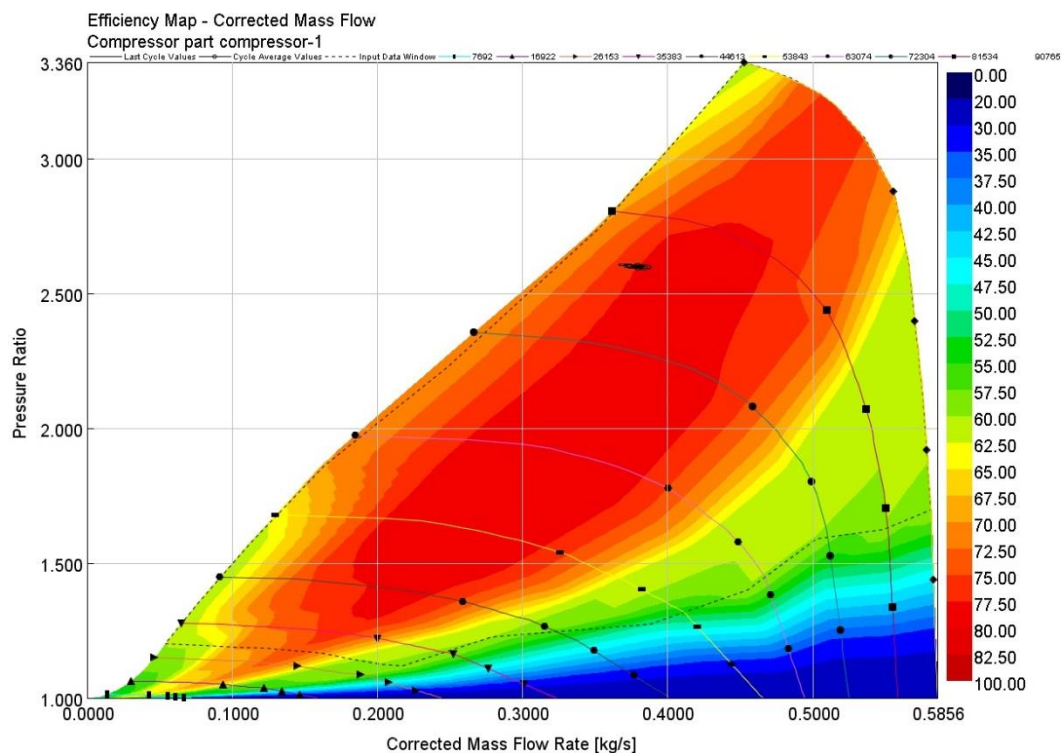
Výstupem optimalizačních simulací byly kompresorové mapy s vyznačeným pracovním bodem při různých zatíženích, tyto body by byly však velice blízko při prokládání map různých konfigurací, tak byly doplněny tabulkou hodnot účinností. Finální simulace probíhala na dvou sestavách turbodmychadel složených z turbíny K27 17.23 a dmychadel K36 4067 MNA, K36 4064 MNA a K36 4064 MNAR.

### 4.5.1 K27 17.23 s K36 4064 MNA

turbína	dmychadlo	potrubí	zatížení [%]	účinnost motoru [%]	účinnost dmychadla [%]	Výkon [kW]	Spotřeba paliva [kg/h]
K27 17.23	K36 4067MNA	originální	100	39,169	77,138	218,520	40,570
REFERENČNÍ SADA			75	39,135	77,011	217,452	40,406
			50	38,823	75,638	208,249	39,004
K27 17.23	K36 4067MNA	6283 cm <sup>3</sup>	100	39,360	76,801	217,824	40,239
			75	39,328	76,670	216,787	40,079
			50	39,035	75,312	207,842	38,714
K27 17.23	K36 4067MNA	14137 cm <sup>3</sup>	100	39,352	76,845	218,011	40,285
			75	39,320	76,716	216,970	40,124
			50	39,025	75,359	208,013	38,457
K27 17.23	K36 4067MNA	18158 cm <sup>3</sup>	100	39,344	76,859	218,018	40,292
			75	39,313	76,729	216,978	40,132
			50	39,017	75,373	208,010	38,763
K27 17.23	K36 4067MNA	25133 cm <sup>3</sup>	100	39,342	76,870	218,048	40,303
			75	39,310	76,741	217,008	40,143
			50	39,012	75,386	208,025	38,772

Tab. 7 Výsledky simulace s různými typy potrubí sady K27 17.23 s K36 4067 MNA



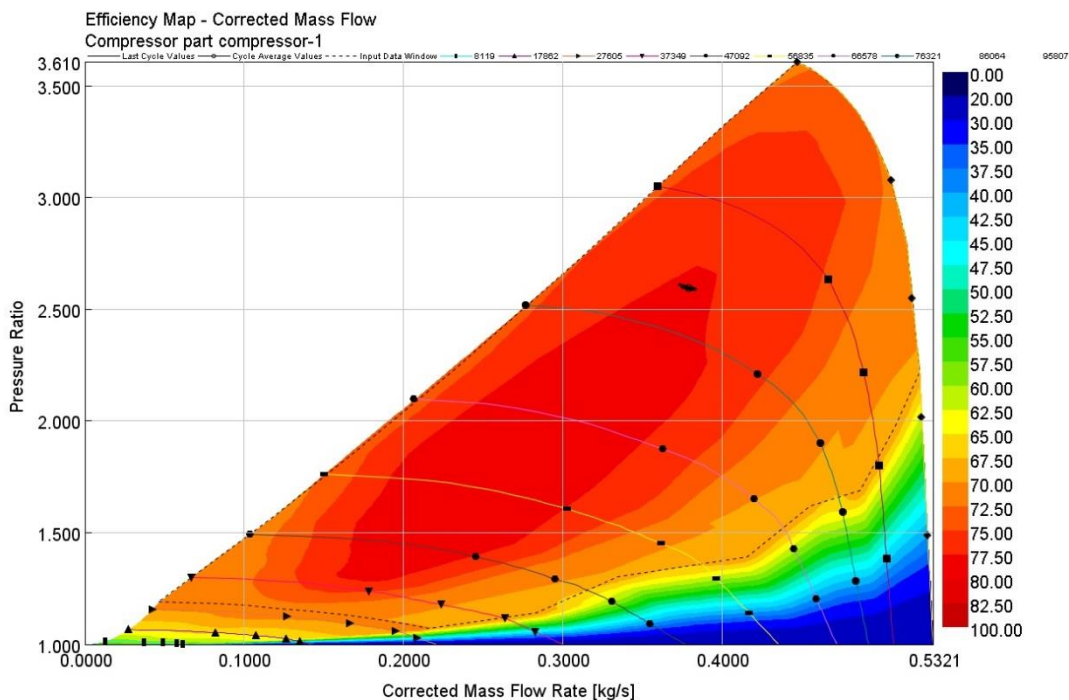


Obr. 33 Pracovní oblast účinnosti dmychadla sady K27 17.23 s K36 4067 MNA při zatížení 100%

#### 4.5.2 K27 17.23 s K36 4067 MNA

turbína	dmychadlo	potrubí	zatížení [%]	účinnost motoru [%]	účinnost dmychadla [%]	Výkon [kW]	Spotřeba paliva [kg/h]
K27 17.23	K36 4064MNA	originální	100	39,173	77,755	218,903	40,599
			75	39,149	77,766	217,897	40,438
			50	38,913	77,680	209,218	39,062
K27 17.23	K36 4064MNA	6283 cm <sup>3</sup>	100	39,428	77,768	218,236	40,256
			75	39,403	77,773	217,249	40,100
			50	39,169	77,626	208,748	38,758
K27 17.23	K36 4064MNA	14137 cm <sup>3</sup>	100	39,516	77,769	218,374	40,297
			75	39,392	77,775	217,388	40,140
			50	39,158	77,633	208,787	38,797
K27 17.23	K36 4064MNA	18158 cm <sup>3</sup>	100	39,407	77,771	218,339	40,299
			75	39,380	77,776	217,353	40,142
			50	39,159	77,635	208,914	38,808
K27 17.23	K36 4064MNA	25133 cm <sup>3</sup>	100	39,341	77,764	218,345	40,324
			75	39,316	77,770	217,353	40,166
			50	39,154	77,638	208,893	38,811

Tab. 8 Výsledky simulace s různými typy potrubí sady K27 17.23 s K36 4064 MNAR

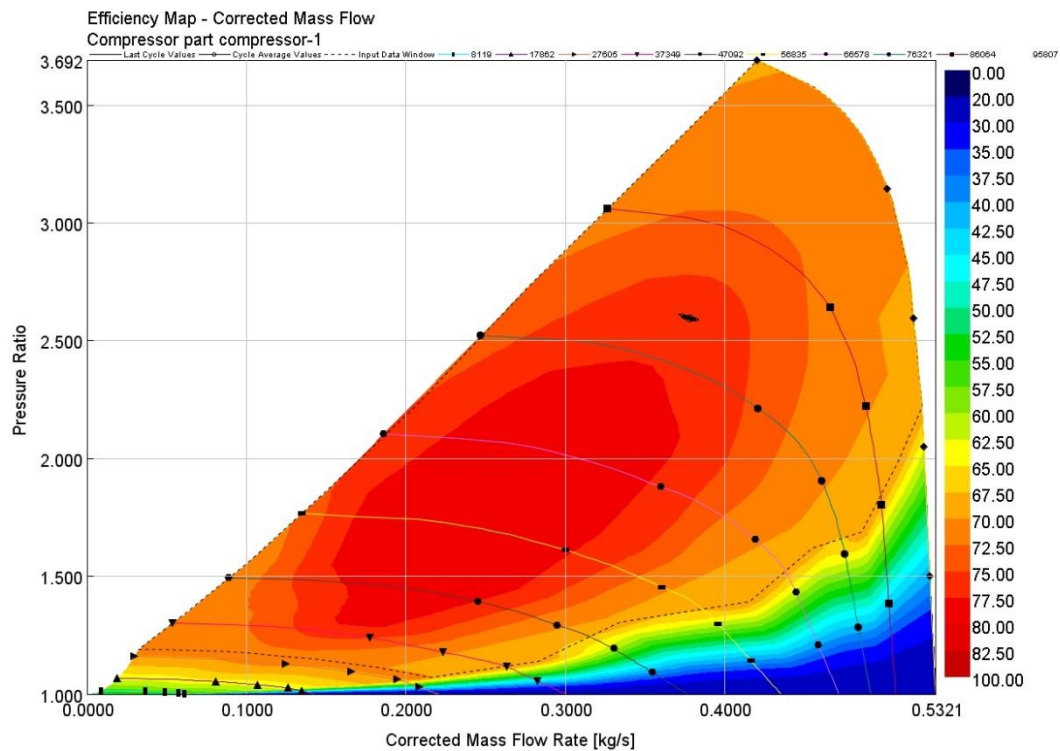


Obr. 34 Pracovní oblast účinnosti dmychadla sady K27 17.23 s K36 4064 MNA při zatížení 100%

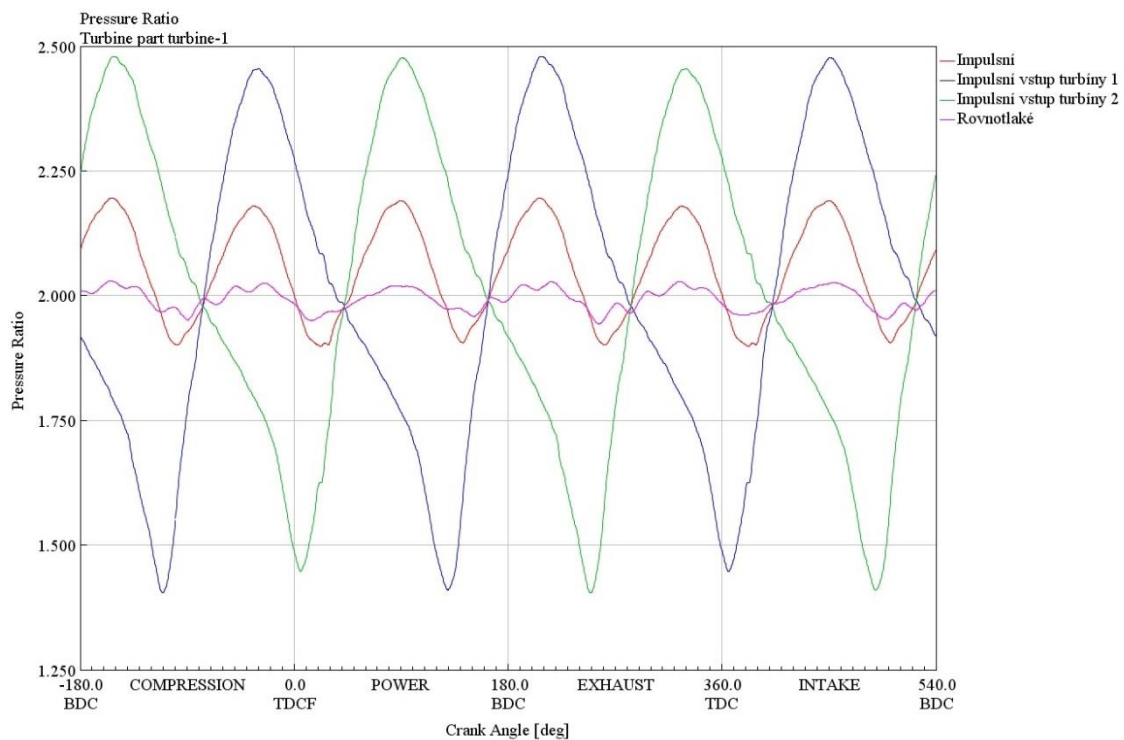
#### 4.5.3 K27 17.23 s K36 4064 MNAR

turbína	dmychadlo	potrubí	zatížení [%]	účinnost motoru [%]	účinnost dmychadla [%]	Výkon [kW]	Spotřeba paliva [kg/h]
K27 17.23	K36 4070MNA	originální	100	38,960	73,523	216,397	40,403
			75	38,930	73,441	215,370	40,241
			50	38,653	72,737	206,506	38,860
K27 17.23	K36 4070MNA	6283 cm <sup>3</sup>	100	39,196	73,365	216,103	40,096
			75	39,166	73,286	215,098	39,939
			50	38,896	72,560	206,396	38,591
K27 17.23	K36 4070MNA	14137 cm <sup>3</sup>	100	39,193	73,389	216,322	40,144
			75	39,165	73,309	216,312	39,986
			50	38,829	72,632	206,528	38,644
K27 17.23	K36 4070MNA	18158 cm <sup>3</sup>	100	39,199	73,394	216,374	40,156
			75	39,168	73,314	215,364	39,998
			50	39,823	72,638	206,559	38,655
K27 17.23	K36 4070MNA	25133 cm <sup>3</sup>	100	39,119	73,416	216,341	40,178
			75	39,090	73,336	215,327	40,020
			50	38,815	72,644	206,594	38,669

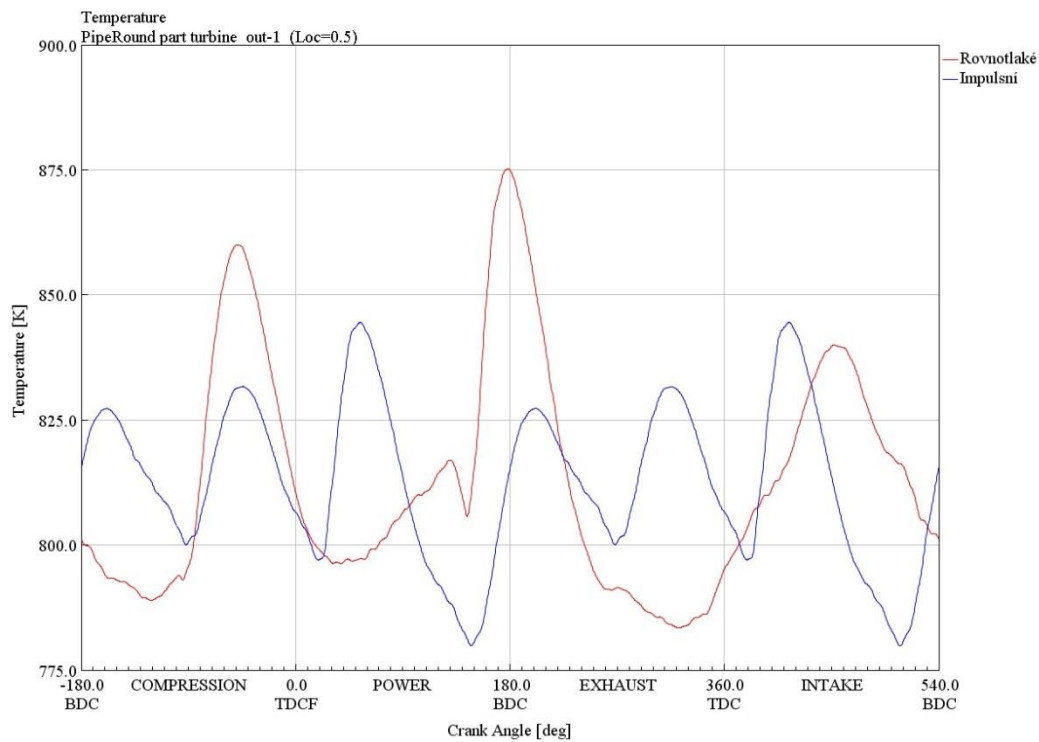
Tab. 9 Výsledky simulace s různými typy potrubí sady K27 17.23 s K36 4064 MNA



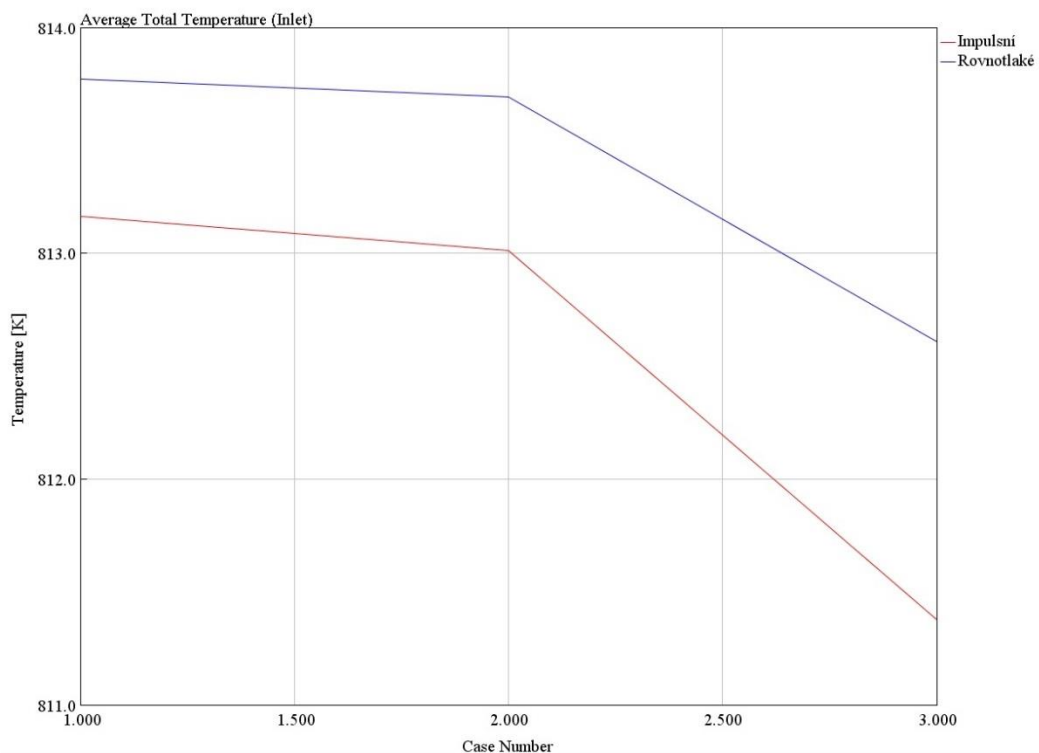
Obr. 35 Pracovní oblast účinnosti dmychadla sady K27 17.23 s K36 4064 MNAR při zatížení 100%



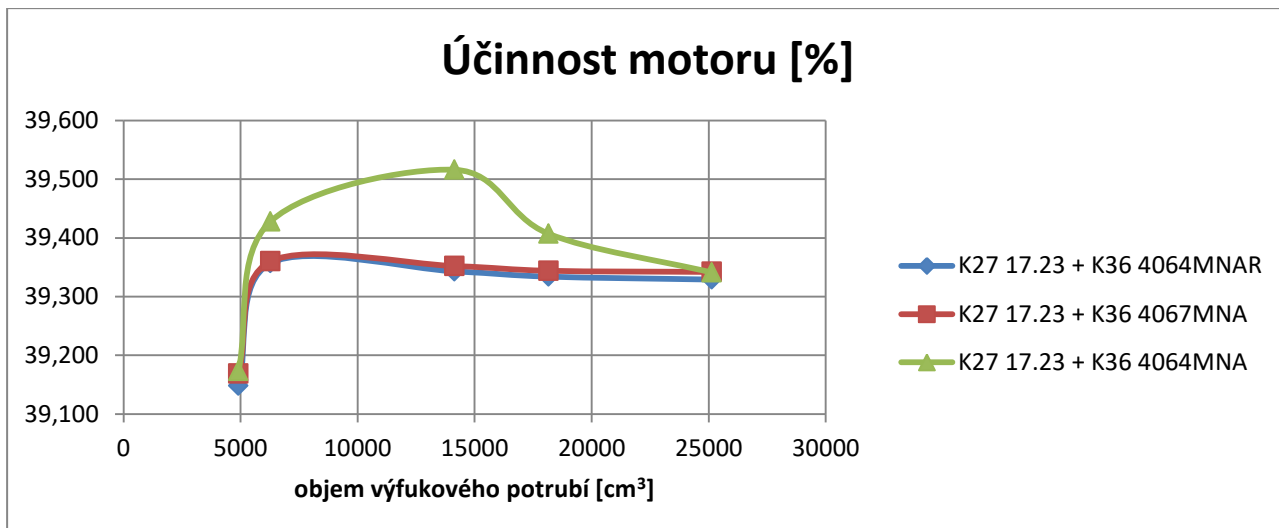
Obr. 36 Průběh tlaku v impulsním a rovnotlakém výfukovém potrubí



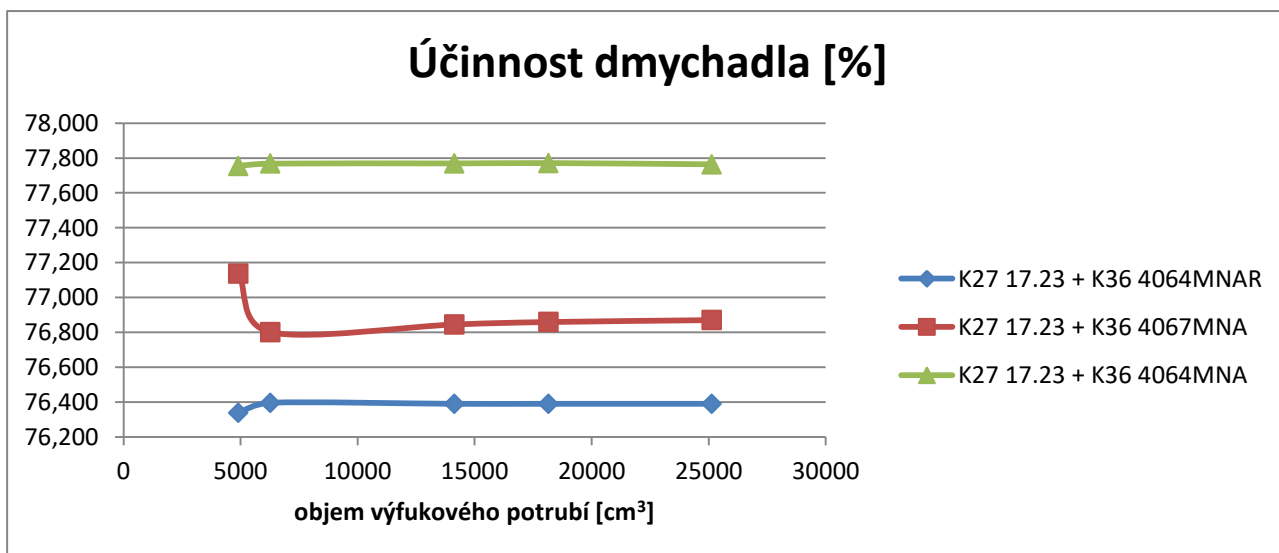
Obr. 37 Průběh teploty v impulsním a výfukovém potrubí



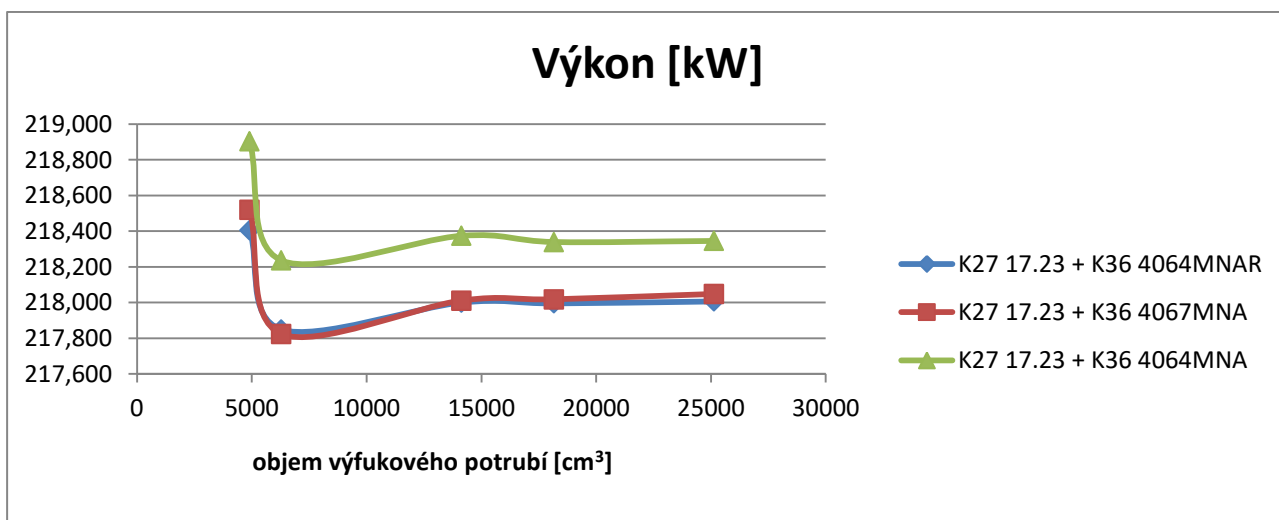
Obr. 38 Průměrné teploty v impulsním a výfukovém potrubí při zatížení 100%, 75% a 50%



Obr. 39 Průběh účinnosti motoru v závislosti na typu výfukového potrubí



Obr. 40 Průběh účinnosti dmychadla v závislosti na typu výfukového potrubí



Obr. 41 Průběh výkonu motoru v závislosti na typu výfukového potrubí

#### 4.5.4 Shrnutí výsledků

Ze získaných grafů není patrné, jak se posouval pracovní bod a při jejich překrytí by splýval. Lepší náhled na výsledky naskytne až tabulka (tab. 7, tab. 8 a tab. 9) s číselnými hodnotami, kde je patrná změna účinností. Pro přehlednost byly z těchto údajů vytvořeny grafy pro jednotlivé objemy (obr. 39, obr. 40 a obr. 41), kde můžeme vidět vliv jednotlivých typů výfukových potrubí a turbodmychadel na sledované parametry motoru.

U rovnotlakého přeplňování by mělo docházet ke změně průběhu tlaku ve výfukovém potrubí a to tak, že se jednotlivé pulsy vyrovnávají, což můžeme vidět v grafu na obr. 36. U rovnotlakého typu přeplňování by mělo docházet i ke zvýšení teploty spalin ve výfukovém potrubí. Průběh teploty lze vidět na obr. 37, bohužel zde kvůli rozkmitu není změna pozorovatelná, tu můžeme vidět na obr. 38, kde jsou průměrné teploty výfukových plynů ve výfukovém potrubí při různých zatíženích. Jak je vidět, nejlépe vychází kombinace turbíny K27 17.23 s dmychadlem K36 4064MNA při objemu výfukového potrubí 14137 cm<sup>3</sup>. Tuto kombinaci bych doporučil pro další použití na motoru, ale jen s ověřením všech hodnot při experimentálním měření, jelikož turbína K27 17.23 je dvouvstupová a pro použití s uvedeným výfukovým potrubím musela být překonfigurována jako jednovstupová.

## 5 ZÁVĚR

V první části diplomové práce bylo obecně popsáno impulsní a rovnotlaké přeplňování a byly zmíněny konstrukční aspekty k jejich realizaci a následně byly oba druhy porovnány a vyvozena vhodnost a nevhodnost pro různé případy.

V další části byla práce zaměřená na optimalizaci přeplňování stacionárního motoru TEDOM TG 210 a to s přihlédnutím na druh přeplňování. Optimalizace probíhala ve výpočtovém prostředí programu GT-Power a to tak, že vytvořenému modelu motoru při nejvyšším byly přiřazovány různé sady turbín, dmychadel a následně byly získané údaje vyhodnocovány, jednalo se hlavně o účinnost motoru, účinnost dmychadla a výkon motoru. Následovala další simulace, tentokrát již při zatížení 100%, 75% a 50%, kde byly sady turbín a dmychadel rozšířeny o kombinace výfukových potrubí a opět vyhodnocovány stejné parametry.

Po vyhodnocení všech dat se jako nejvhodnější kombinace jevila turbína K27 17.23 s dmychadlem K36 4064 a rovnotlakým výfukovým potrubím o objemu  $14137 \text{ cm}^3$ , kde bylo pozorováno největší zlepšení ve všech sledovaných parametrech. Je však možné, že z důvodu překonfigurování turbíny z dvoustupové na jednovstupovou mohlo dojít ke zkreslení výsledků, proto bych před uvedením do výroby doporučoval experimentální ověření parametrů motoru.

Dále byly vytvořeny závislosti teplot a tlaků v rovnotlakém a impulsním výfukovém potrubí a je zde možné vidět, že teoretické předpoklady zde platí. Došlo ke zvýšení teploty a narovnání průběhu tlaku výfukových plynů ve výfukovém potrubí.

## Seznam použité literatury

1. Bartoníček, L., 2004. *Přepřehování pístových spalovacích motorů*, Liberec: Technická univerzita v Liberci.
2. Hofmann, K., 1985. *Turbodmychadla, vozidlové turbíny a ventilátory: přepřehování spalovacích motorů* 2. vyd., Brno: Vysoké učení technické v Brně.
3. Fenkl, M., 2005. *Optimalizace turbodmychadla pro vodíkový šestiválcový motor: Optimisation of turbocharger for six cylinder gas internal combustion engine*, Liberec: Technická univerzita v Liberci.
4. Katalog MAN: BR\_Power\_Gas\_EN
5. Katalog Cummins 6CTAA83-G3
6. <http://www.not2fast.com/turbo/maps/>



# Seznam příloh

Příloha č. 1 – Hltnostní charakteristika jednovstupové turbíny K27 9.15 (str. 55)

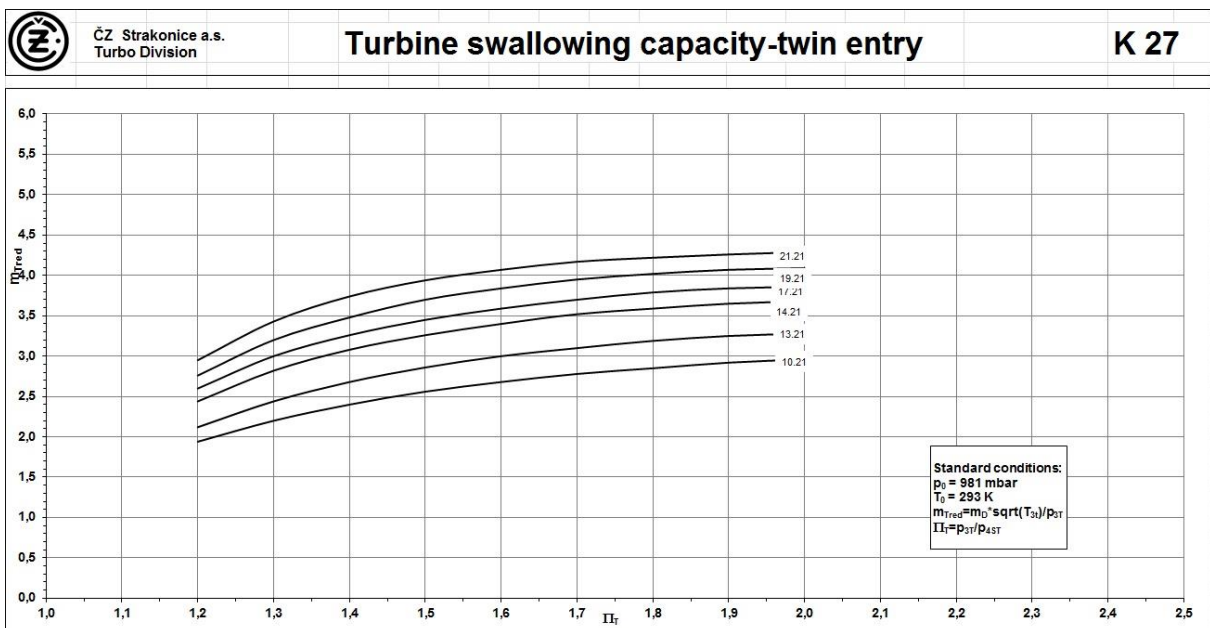
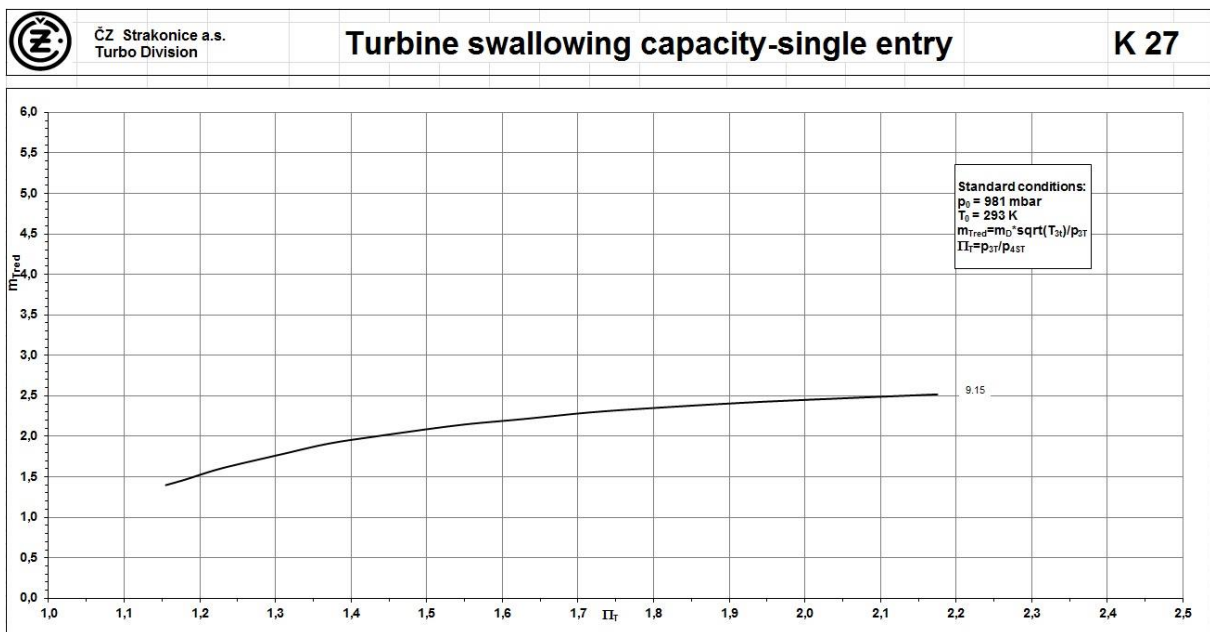
Příloha č. 2 – Hltnostní charakteristika dvouvstupových turbín K27 10.21, K27 13.21, K27 14.21, K27 17.21, K27 19.21, K27 21.21 (str. 55)

Příloha č. 3 – Kompresorová mapa dmyhadla K36 4064 MNA (str. 56)

Příloha č. 4 – Kompresorová mapa dmyhadla K36 4064 MNAR (str. 56)

Příloha č. 5 – Kompresorová mapa dmyhadla K36 4067 MNA (str. 57)

Příloha č. 6 – Kompresorová mapa dmyhadla K36 4070 MNA (str. 57)

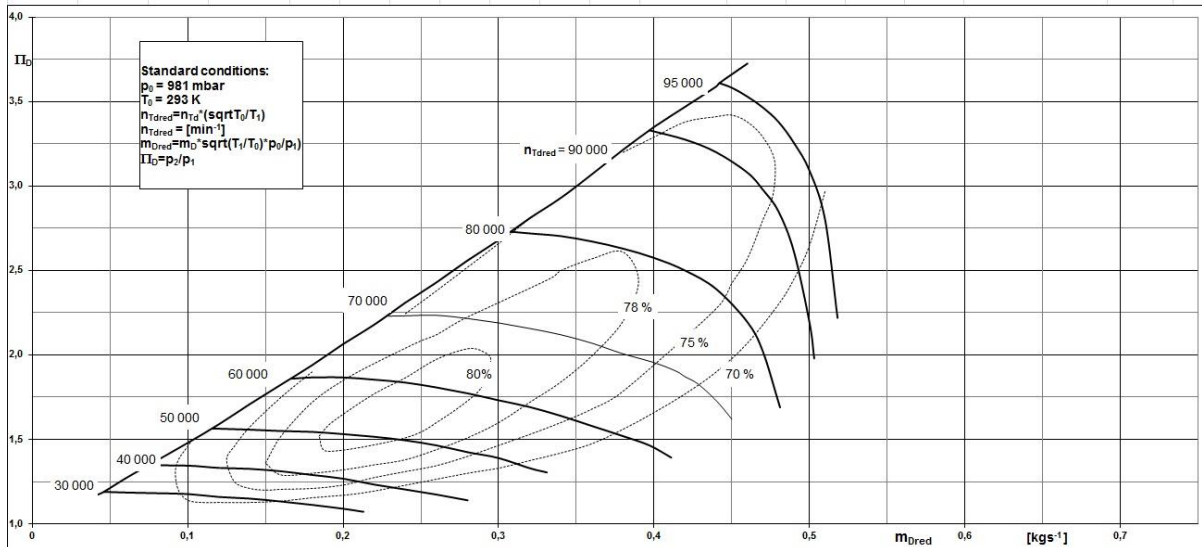




ČZ Strakonice a.s.  
Turbo Division

### Compressor map 4064 MNA

K 36



ČZ Strakonice a.s.  
Turbo Division

### Compressor map 4064 MNAR

C 32

